



PROYECTO FIN DE CARRERA



MOTOR ALTERNATIVO

APLICACIÓN : SISTEMA DE LOCOMOCIÓN FERROVIARIO



Alumno: Jorge Villaescusa Nistal

Titulación: I.T.I. Mecánica

Curso 3º

Profesor tutor: Dr. D. Pedro Rodríguez Aumente



PROYECTO FIN DE CARRERA

AUTOR : JORGE VILLAESCUSA NISTAL

NIA: 100041474

TITULACIÓN: INGENIERÍA TÉC. INDUSTRIAL MECÁNICA

DEPARTAMENTO: INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS

AREA: INGENIERÍA TÉRMICA

PROFESOR TUTOR: DR. D. PEDRO RODRÍGUEZ AUMENTE



Dedico este proyecto a las personas que me han ayudado a que se haga posible y a los que me han apoyado durante su realización.

Gracias.



ÍNDICE

1.	MEMORIA	6
1.1.	JUSTIFICACIÓN	7
1.1.1.	OBJETIVOS PERSEGUIDOS EN EL ANÁLISIS	7
1.2.	DEFINICIÓN DEL MOTOR	8
1.2.1.	FICHA TÉCNICA DEL MOTOR	8
1.3.	CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL MOTOR	10
1.3.1.	SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE	11
1.3.2.	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	11
1.3.3.	SISTEMA DE LUBRICACIÓN	12
1.4.	DATOS DE MOTORES SEMEJANTES	12
2.	MODELO DEL CICLO TERMODINÁMICO	16
2.1.	INTRODUCCIÓN	16
2.2.	MODELO DE CICLO TERMODINÁMICO	19
2.3.	HIPÓTESIS DEL MODELO TERMODINÁMICO	21
2.4.	SIMULACIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO	22
2.4.1.	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA	22
2.4.2.	CÁLCULOS INICIALES	22
2.4.3.	PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO	23
2.4.4.	BUCLE DE RENOVACIÓN DE LA CARGA	29
2.4.5.	CONDICIONES DE INICIO DEL BUCLE DE ALTA PRESIÓN	31
2.4.6.	LEYES DE LIBERACIÓN DE CALOR	34
2.4.7.	TRANSFERENCIA DE CALOR	41
2.4.8.	INTEGRACIÓN DE LA ECUACIÓN DE LA ENERGÍA PARA OBTENER P (A)	46
2.4.9.	RESULTADOS OBTENIDOS EN LA MODELIZACIÓN DEL CICLO.	48
2.4.10.	POSIBLES CAUSAS DE LA DIFERENCIA ENTRE REALIDAD Y MODELO	53
3.	PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA	56
3.1.	INTRODUCCIÓN	56
4.	TURBOALIMENTACIÓN	67
4.1.	INTRODUCCIÓN	67
4.2.	ESQUEMA BÁSICO DE LA INSTALACIÓN	71
4.3.	CÁLCULOS	73
4.3.1.	COMPRESOR	73
4.3.2.	MOTOR Y COLECTOR DE ESCAPE	74
4.3.3.	TURBINA	75
4.3.4.	EQUILIBRIO DEL GRUPO TURBOCOMPRESOR	75
4.4.	REGULACIÓN DE LA SOBREALIMENTACIÓN	76
5.	REQUERIMIENTOS DEL COMBUSTIBLE	78
5.1.	INTRODUCCIÓN	78
5.1.1.	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE	78
5.2.	CONTROL DE COMBUSTIBLE EN MOTORES DIESEL	78
5.2.1.	AVANCE A LA INYECCIÓN (AI)	79
5.2.2.	DURACIÓN DE LA INYECCIÓN A PLENA CARGA	80
5.2.3.	RECIRCULACIÓN DE LOS GASES DE ESCAPE	82
5.2.4.	CONTROLADORES DE CANTIDAD DE COMBUSTIBLE (GOVERNORS)	83
5.2.5.	MÁXIMO DOSADO GLOBAL A PLENA CARGA	86
6.	EVALUACIÓN DE LAS PÉRDIDAS MECÁNICAS	88



6.1.	COMPONENTES DE LAS PÉRDIDAS MECÁNICAS	88
6.2.	EVALUACIÓN DE CADA COMPONENTE DE PÉRDIDAS MECÁNICAS	90
6.3.	CÁLCULO DEL RENDIMIENTO MECÁNICO	91
7.	ACTUACIONES	93
7.1.	INTRODUCCIÓN	93
7.1.1.	OBJETIVOS PERSEGUIDOS EN EL ANÁLISIS	93
7.2.	PARÁMETROS DE ACTUACIONES	93
7.2.1.	PAR MOTOR EFECTIVO	93
7.2.2.	POTENCIA EFECTIVA	94
7.2.3.	CONSUMO ESPECÍFICO	96
7.2.4.	VALORES CARACTERÍSTICOS Y UNIDADES	97
7.3.	CURVAS CARACTERÍSTICAS A CARGA PARCIAL	97
7.4.	ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA SOBRE LAS ACTUACIONES DE OTRAS VARIABLES DE OPERACIÓN	99
8.	VARIACIÓN DE LAS ACTUACIONES	102
8.1.	INTRODUCCIÓN	102
8.2.	VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE ACTUACIÓN CON LA PRESIÓN.	102
8.3.	VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE ACTUACIÓN CON LA TEMPERATURA.	104
9.	CONCLUSIONES	108
9.1.	DEFINICIÓN DE LA APLICACIÓN	108
9.2.	VALORACIÓN DE LOS MODELOS Y HERRAMIENTAS DE CÁLCULO	108
9.3.	ANÁLISIS DE ACTUACIONES.	109
9.4.	MEJORAS.	109
9.4.1.	TURBOALIMENTACIÓN	110
9.4.2.	INTERCOOLER	110
9.4.3.	EGR	112
9.4.4.	SISTEMA COMMON RAIL	112
9.5.	REGULACIÓN ELECTRÓNICA	114
10.	ANEXOS	117
10.1.	ANEXO I : CALCULOS EN MATHCAD	117
10.2.	ANEXO II : DOCUMENTACIÓN DEL MOTOR	186
11.	BIBLIOGRAFÍA	191



1. DEFINICIÓN DE LA APLICACIÓN



1.1. JUSTIFICACIÓN

1.1.1. OBJETIVOS PERSEGUIDOS EN EL ANÁLISIS

El siguiente proyecto consiste en el estudio y modelización del ciclo termodinámico de un motor diesel, cuya aplicación es la locomoción de unidades de ferrocarril. Una vez analizado dicho modelo se realizará un estudio sobre la posibilidad de efectuar mejoras sobre el mismo, con la finalidad de optimizar sus prestaciones.

Para comenzar este estudio se realizará una descripción física del motor, utilizando los datos característicos que lo definen y en caso de no disponer de alguno de estos datos serán utilizados los de motores semejantes.

Una vez realizado esto, se determinarán las condiciones de operación del motor correspondientes a nuestra aplicación y los requerimientos que para dicha aplicación son necesarios.

En el presente proyecto se resolverán numéricamente las ecuaciones diferenciales del modelo de ciclo termodinámico, para obtener la evolución de la presión en el interior del cilindro a lo largo de un ciclo, lo que nos permitirá obtener las actuaciones del motor.

El modelo que vamos a estudiar se basa principalmente en la ecuación de la conservación de la energía, para en el desarrollo obtener la evolución de la presión en el interior del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeña, también se emplean las ecuaciones conservativas de masa y energía, así como las ecuaciones constitutivas de propiedades de sustancias y algunas relaciones empíricas que sirven para describir ciertos aspectos cuya modelización es demasiado compleja o inabordable desde un punto de vista práctico. En el proyecto se resuelven numéricamente las ecuaciones diferenciales del modelo, lo que nos proporciona la evolución de la presión en el interior del cilindro del motor, a lo largo de un ciclo. Esta información, nos permitirá obtener las actuaciones del motor. Así mismo a largo del proyecto se irán desarrollando distintas simplificaciones para poder llevar a cabo la simulación.



1.2. DEFINICIÓN DEL MOTOR

1.2.1. FICHA TÉCNICA DEL MOTOR

FICHA TÉCNICA DEL MOTOR CAT 3512				
Aplicación	Locomoción de unidades de ferrocarril			
Ciclo de trabajo	Ciclo diesel 4T			
Numero y orientación de cilindros	12 cilindros en V			
Peso (kg)	6560			
Parametros geométricos				
Cilindrada unitaria (m³)	0,0043			
Cilindrada total (m³)	0,0345			
Volumen de la camara de combustión (m³)	0,00025			
Relación de compresión geométrica	18:01			
Factor de llenado	0,909			
Calibre (m)	0,17			
Carrera (m)	0,19			
Longitud de biela (m)	0,38			
Sistema de alimentación de combustible				
Tipo de combustible	Gasoleo A (Li=42780 kJ/kg)			
Suministro de combustible	Inyección directa de alta presión			
Tipo de inyector	Inyectores unitarios mecánicos			
Angulo de avance a la inyección	9°			
Sistema de renovación de la carga				
Tipo de admisión	2 Turbocompresores con posenfriador, filtros de aire con indicador de servicio			
Presión de admisión (bar)	1,925·10 ⁵			
Presión de escape (bar)	1,733·10 ⁵			
Rendimiento volumétrico a máximo régimen (1300 rpm)	0,919			
Rendimiento volumétrico máximo	0,987			
Distribución				
Numero de válvulas por cilindro	1 de admisión y 1 de escape			
Ángulos de la distribución	AAA	RCA	AAE	RCE
	30°	20°	30°	45°
Levantamiento máximo de válvulas de admisión	20,2			mm
Levantamiento máximo de válvulas de escape	19,9			mm



Sistema de refrigeración				
Tipo		Refrigeración por agua, con conexiones de agua de tipo manguera y cilindros con camisas húmedas		
Bomba		Bomba del agua de las camisas, centrífuga impulsada por engranajes		
Temperatura de apertura de termostatos y caja		92°		
Modelo de ciclo termodinámico				
Presión maxima del ciclo		9,3·10 ⁶		
Temperatura máxima del ciclo		2,085·10 ³		
Temperatura de residuales		769,663		
Temperatura en RCA (pubto 1')		375,171		
Ángulos de combustión		Inicio	Fin	
		352,164	432,164	
Fracción de gases residuales		0,034		
Rendimiento de diagrama		0,999		
Parametros de funcionamiento a plena carga				
Mínimo consumo específico, Ce (g/kW·h)		207 a 1200 rpm		
Máxima potencia específica, We (kW)		746 a 1300 rpm		
Máximo par motor, Cm (Nm)		5480 a 1300 rpm		
Presiones medias (Pa)		Indicadas	a We máximo	1.417·10 ⁶
			a Ce mínimo	1.376·10 ⁶
		Efectivas	a We máximo	1.297·10 ⁶
			a Ce mínimo	1.257·10 ⁶

1.3. CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL MOTOR

Se trata de un motor alternativo de combustión interna de ignición espontánea (ciclo Diesel) de cuatro tiempos. La cilindrada es de 51,8 litros aproximadamente, tiene doce cilindros con disposición en V a 60° y es de inyección directa.



Figura 1.1 Motor Caterpillar CAT 3512 (Fuente: <http://www.cat.com/cda/components/securedFile/displaySecuredFileServletJSP?fileId=98478&languageId=7>)

Este motor está sobrealimentado, mediante dos turbocompresores BBC VTR 200 , y esta dotado de un posenfriador para aumentar la densidad del aire de admisión.

La potencia máxima es de 746 Kw (1000 HP) a 1300 rpm, con un par máximo de 5480 Nm a 1300 rpm.



1.3.1. SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE

El suministro de combustible se garantiza mediante una bomba de inyección de alta presión.

Se tiene un inyector mecánico por cada cilindro, ya que se trata de un motor de inyección directa, que se encargan de pulverizar el combustible a altas presiones en el interior del cilindro.

El sistema consta también de un filtro de combustible con indicador de servicio, para evitar la entrada de impurezas a los inyectores y al motor, así como un grupo separador de agua y combustible, para garantizar la pureza del combustible.

La conexión de la bomba a los puntos de suministro y de retorno se realiza mediante tuberías flexibles.

1.3.2. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Debido a las altas temperaturas que se alcanzan en el interior del cilindro, es necesario un sistema de refrigeración, de lo contrario los materiales que componen las distintas partes del motor perderían sus características, pudiendo llegar a deformarse o incluso romperse.

Este motor posee un sistema de refrigeración por agua, ya que gracias a sus características permite evacuar una gran cantidad de calor, con capacidad para albergar 148 litros. La refrigeración por aire hubiera sido insuficiente debido a su tamaño, geometría y a las altas temperaturas que se alcanzan durante la combustión.

El sistema de refrigeración del motor se encarga de refrigerar la culata y las camisas de los cilindros, ya que son las partes más críticas, por soportar las mayores temperaturas.

La bomba del agua es de tipo centrífuga y está propulsada por engranajes. Los termostatos y la caja del regulador de caudal se abren completamente a partir de 92°C, por lo tanto el sistema de refrigeración tendrá su temperatura máxima de funcionamiento a este valor.

La conexión de la bomba con el circuito de refrigeración se realiza mediante mangueras curvadas flexibles.

Por seguridad el sistema de refrigeración está provisto además de un indicador de bajo nivel de agua, ya que en el caso de no tener agua suficiente no se podrá garantizar la correcta refrigeración del motor, lo que podría ocasionar como ya se ha comentado anteriormente un deterioro del mismo o incluso la rotura de alguno de sus componentes.



1.3.3. SISTEMA DE LUBRICACIÓN

Debido al rozamiento de las distintas partes del motor en movimiento, como el embolo con las camisas de los cilindros o los cojinetes del cigüeñal con el mismo, se hace necesario un sistema de lubricación que garantice el suministro de aceite y minimizar así la fricción entre estas partes.

La capacidad del sistema de lubricación es de 307 litros. Consta de un filtro de aceite, que se encarga de evitar la entrada de suciedad en el motor filtrándolo antes.

El suministro de aceite se realiza mediante una bomba volumétrica mediante engranajes, que lo comprime hasta unos 4 bares aproximadamente. El aceite circula por unos conductos a presión hasta los distintos elementos a lubricar.

El aceite forma una pequeña película para evitar el rozamiento entre dos partes móviles, pero al estar sometido a altas temperaturas se degrada perdiendo sus propiedades, esto unido al posible ensuciamiento que pueda sufrir, hacen necesaria su renovación cada cierto tiempo. Existe una boca de llenado de aceite en la parte izquierda del motor, pero es necesario renovarlo por completo pasado un cierto tiempo, siendo necesario también cambiar el filtro.

El aceite también realiza la función de refrigerar algunas partes del motor, por lo que el sistema está provisto de un radiador que evita que el aceite supere los 120 °C, evacuando el calor a la atmósfera.

Por último el carter está provisto de un respiradero, montado en la parte superior con una salida de 51 mm de diámetro y tubo de desecho.

1.4. DATOS DE MOTORES SEMEJANTES

-Para este tipo de aplicación y después de realizar un proceso de búsqueda selectiva de información, se han elegido los siguientes motores puesto que se trata de motores aptos para la locomoción ferroviaria ya que se consumo específico se encuentra dentro del mismo rango (entre 182 y 209 g/kW·h) algo que es muy importante en este tipo de aplicación puesto que se recorren grandes distancias, además dentro de su ámbito de aplicación se puede considerar que son motores bastante actuales ya que han sido concebidos en la última década.

A continuación vamos a proceder a realizar una comparación de los motores semejantes que se han elegido.



	Cat 3508	Cat 3512	Cat 3516	Man 2676 LF11	Man 2676 LF12	Man 2066 LF23
CARACTERÍSTICAS DE MOTORES SEMEJANTES	MOTOR 1	MOTOR 2	MOTOR 3	MOTOR 4	MOTOR 5	MOTOR 6
Cilindrada total (Q) [m ³]	0,0345	0,0518	0,0690	0,0124	0,0124	0,0105
Cilindrada unitaria (q) [m ³]	0,0043	0,0043	0,0043	0,0021	0,0021	0,0018
Nº de Cilindros (N)	8	12	16	6	6	6
Nº de Tiempos (T)	4	4	4	4	4	4
Calibre (D) [m]	0,17	0,17	0,17	0,126	0,126	0,12
Carrera (l) [m]	0,19	0,19	0,19	0,166	0,166	0,155
l/D	1,118	1,118	1,118	1,317	1,317	1,292
Vcc [m ³]	0,0002537	0,0002537	0,0002537	0,0001150	0,0001150	0,0000974
Relación de compresión	18:01	18:01	18:01	19:01	19:01	19:01
Peso (Kg)	4605	6560	7636	1015	1000	975
Area frontal del embolo (Af) [m ²]	0,0227	0,0227	0,0227	0,0125	0,0125	0,0113
n máximo (rpm)	1300	1300	1500	2400	2400	2400
n mínimo (rpm)	450	450	600	600	600	600
CARACTERÍSTICAS A RÉGIMEN DE MÁXIMA We	MOTOR 1	MOTOR 2	MOTOR 3	MOTOR 4	MOTOR 5	MOTOR 6
We (kW)	596	746	2060	397	353	324
Ce (g/kW·h)	208	207	215	195	193	187
Cm (N·m)	4377,985	5479,827	13114,367	2230,042	1982,883	1628,406
n (rpm)	1300	1300	1500	1700	1700	1900
Velocidad media del embolo (u) [m/s]	8,233	8,233	9,500	9,407	9,407	9,817
PME (bar)	3189,208	4189,849	9553,354	3384,728	3009,594	2918,291
Potencia específica (We/Q) [kW/m ³]	17274,876	14415,053	29854,233	31966,876	28423,948	30804,183
Relación Potencia-Peso (We/Peso) [kW/kg]	0,129	0,114	0,270	0,391	0,353	0,332
Carga térmica (We/Aémbolo) [kW/m ²]	26257,812	32866,322	90756,867	31839,009	28310,252	28647,890
CARACTERÍSTICAS A RÉGIMEN DE MÍNIMO Ce	MOTOR 1	MOTOR 2	MOTOR 3	MOTOR 4	MOTOR 5	MOTOR 6
We (KW)	490	570	1890	380	338	309
Ce (g/KW·h)	204	205	209	187	184	182
Cm (N·m)	4068,831	4535,916	12984,295	2546,479	2289,122	2092,718
n (rpm)	1150	1200	1390	1425	1410	1410
Velocidad media del embolo (u) [m/s]	7,283	7,600	8,803	7,885	7,802	7,285
PME (bar)	2964,000	3883,949	9458,602	3865,013	3474,400	3750,391
Potencia específica (We/Q) [kW/m ³]	14202,499	11014,183	27390,534	30598,017	27216,131	29378,063
Relación Potencia-Peso (We/Peso) [kW/kg]	0,106	0,088	0,248	0,374	0,338	0,317
Carga térmica (We/Aémbolo) [kW/m ²]	21587,799	25112,337	83267,223	30475,625	27107,267	27321,599



Después de comprobar los datos de cada motor, y dado que lo que se busca en este tipo de aplicación es un par motor alto con un consumo contenido y una gran potencia, se ha elegido el motor Cat 3512 porque resulta ser el más equilibrado, pues cuenta con potencia suficiente para la aplicación requerida y a su vez presenta un consumo bajo. Se ha descartado el motor Cat 3516 porque su potencia es muy elevada y podría considerarse innecesaria, además su consumo es mayor. El resto de motores se han descartado debido a que la potencia máxima desarrollada y el par máximo es un poco justo aunque su consumo es muy bueno



2. MODELO DEL CICLO TERMODINÁMICO

2. MODELO DEL CICLO TERMODINÁMICO

2.1. INTRODUCCIÓN

El objetivo de este apartado es representar el ciclo termodinámico de un motor de ignición espontánea, de la forma más precisa posible, para lo cual habrá que formular varias hipótesis, ya que el ciclo es de carácter no estacionario e irreversible y la geometría es variable. A continuación se muestra el diagrama P-V de un ciclo DIESEL ideal:

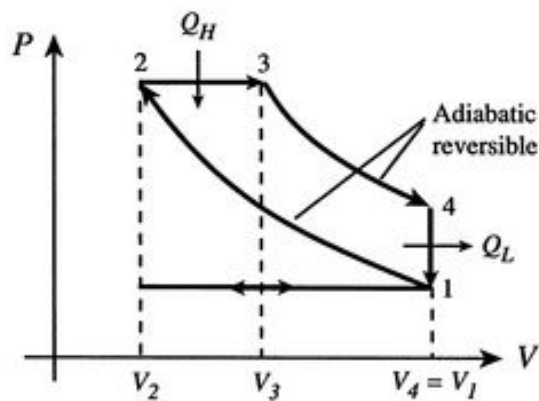


Figura 2.1. Ciclo diesel Ideal. Fuente
<http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/Termodinamica/node48.html>

Como se ve en la figura, el ciclo Diesel ideal está formado por cuatro líneas térmicas que representa: la compresión adiabática (1-2); la introducción del calor a presión constante (2-3); la expansión adiabática (3-4); la expulsión del calor a volumen constante (4-1).

En el ciclo real la gráfica presenta algunas diferencias, la gráfica siguiente muestra una comparación entre el ciclo ideal y el real:

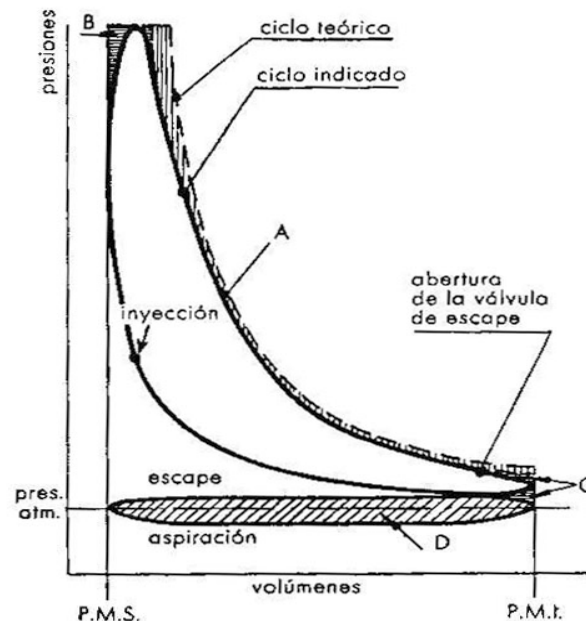


Figura 2.2. Ciclo diesel Ideal frente a ciclo diesel real. Fuente http://paginespersonals.upcnet.es/~opv/ciclos_reales/ciclos_reales_3.htm#

Como se puede apreciar en la gráfica existen diferencias entre el ciclo ideal y el ciclo real. La diferencia de forma consiste en un perfil distinto en las curvas de expansión y compresión, en la sustitución de los trazos rectilíneos de introducción y sustracción del calor por trazos curvos y el redondeamiento de los ángulos agudos. Las causas de tales diferencias se fundan en las siguientes razones:

1. **Pérdidas de calor.** En el ciclo teórico son nulas, pero bastante sensibles, por el contrario, en el ciclo real. Como el cilindro está refrigerado para asegurar el buen funcionamiento del pistón, una cierta parte de calor del fluido se transmite a las paredes. Las líneas de compresión y expansión no son, por consiguiente, adiabáticas. Se produce, por tanto, una pérdida de trabajo útil representada por el área A.

2. **Combustión no instantánea.** En el ciclo teórico, se supone que la combustión se realiza a volumen constante; es, por tanto, instantánea; en el ciclo real, por el contrario, la combustión dura un cierto tiempo. Si el encendido tuviese lugar justamente en el P.M.S., la combustión ocurriría mientras el pistón se aleja de dicho punto, y el valor de la presión sería inferior al previsto, con la correspondiente pérdida de trabajo útil. Por ello es necesario anticipar el encendido de forma que la combustión pueda tener lugar, en su mayor parte, cuando el pistón se encuentra en la proximidad del P.M.S. Esto produce un redondeamiento de la línea teórica 2-3 de introducción del calor y, por tanto, una pérdida de trabajo útil representada por el área B.

3. Tiempo de abertura de la válvula de escape. En el ciclo teórico también habíamos supuesto que la sustracción de calor ocurría instantáneamente en el P.M.I. En el ciclo real la sustracción de calor tiene lugar en un tiempo a que una parte de los gases salgan del cilindro antes de que el pistón alcance el P.M.I. de manera que su presión descienda cerca del valor de la presión exterior al comienzo de la carrera de expulsión. Este hecho provoca una pérdida de trabajo útil representada por el área C, pérdida que es, sin embargo, menor que la que se tendría sin el adelanto de la abertura de la válvula de escape.

4. Diferencia de presión entre la aspiración y el escape. El ciclo real presenta, por último, otra diferencia importante al compararlo con el ciclo teórico; durante la carrera de aspiración, la presión en el cilindro es inferior a la que se tiene durante la carrera de escape. Salvo casos particulares, en el decurso de la aspiración, la presión resulta inferior a la atmosférica, mientras que durante el escape es superior. Se crea, por tanto, en el diagrama indicado una superficie negativa (D, en la figura), que corresponde al trabajo perdido. El esfuerzo realizado por el motor para efectuar la aspiración y el escape se llama trabajo de bombeo y esta, por lo general, comprendido en el trabajo perdido por rozamientos.

Una diferencia que es peculiar del motor Diesel, es la referente a la combustión, la cual no se verifica a presión constante en el caso del ciclo real. En realidad, una parte de la combustión se lleva a cabo a volumen constante, y otra parte, a presión constante, casi como en el ciclo Otto real. Tan solo en el caso de los motores muy lentos se desarrolla de forma ligeramente aproximada al proceso teórico.

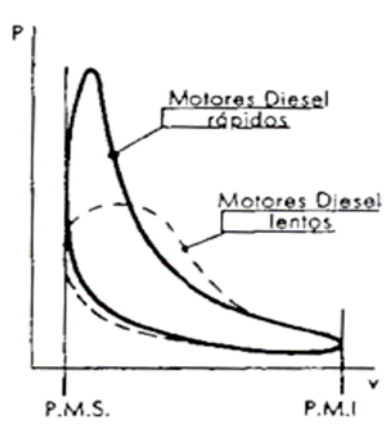


Figura 2.3. Ciclo diesel real rápido frente a lento. Fuente http://paginespersonals.upcnet.es/~opv/ciclos_reales/ciclos_reales_3.htm#

El ciclo que vamos a simular es predictivo de las actuaciones del motor, este es el ciclo de aire con adición progresiva de calor. Durante el proceso se considera el fluido



como un gas ideal. Tanto la presión de admisión como la presión de escape se considerarán constantes.

La temperatura de los gases residuales se determina expansionando isoentrópicamente los gases del ciclo sin residuales hasta la presión de escape. Esta temperatura depende del dosado con el que opera el motor.

Con el fin de simplificar los cálculos el cilindro del motor se considerará como un volumen de control.

Para realizar el balance de energía para el gas contenido en el cilindro formularemos las siguientes hipótesis:

- Nuestro sistema es cerrado por lo tanto no habrá masa de entrada ni de salida.
- Despreciaremos las variaciones de energía potencial y cinética.
- El calor obtenido en el ciclo será el calor por combustión menos las pérdidas por transferencia de calor.
- No se considerarán pérdidas de potencia por el eje.
- La velocidad angular es la derivada del ángulo de giro respecto el tiempo.

$$\omega := \frac{d\alpha}{dt}$$

Nos basaremos en la Primera ley de la Termodinámica, la ecuación de conservación de la masa.

La herramienta informática que vamos a utilizar para poder desarrollar el ciclo, y obtener los valores de los distintos parámetros va a ser el programa Mathcad 14.

2.2. MODELO DE CICLO TERMODINÁMICO

Para la realización de la simulación vamos a utilizar un modelo basado en la termodinámica, en el cual nuestra base van a ser las ecuaciones de Conservación de la energía. No se tendrán en cuenta los efectos geométricos sobre el movimiento del fluido, puesto que supondría una excesiva complejidad a la hora de realizar la modelización del ciclo.

A continuación las leyes de la termodinámica, según las cuales nos regiremos a la hora de realizar este proyecto:

Ecuación de conservación de la energía o primer principio de la termodinámica:

- Para un sistema abierto con variación de masa:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{\delta Q}{dt} + \frac{\delta W}{dt} + \sum_e m_e \cdot h_e - \sum_s m_s \cdot h_s$$

- Para un sistema cerrado sin variación de masa:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{\delta Q}{dt} + \frac{\delta W}{dt}$$

- En función del ángulo de giro del cigüeñal:

$$\frac{dE}{d\alpha} = \frac{\delta Q}{d\alpha} + \frac{\delta W}{d\alpha}$$

Trabajo efectuado en el interior del cilindro:

$$\frac{dW}{d\alpha} = P \cdot \frac{\delta V}{d\alpha}$$

Si despreciamos las variaciones de energía cinética y potencial obtenemos lo siguiente:

$$\frac{dU}{d\alpha} = \frac{\delta Q}{d\alpha} + P \cdot \frac{\delta V}{d\alpha}$$

Ecuación de los gases ideales:

$$P \cdot V = m \cdot R_{g_a} \cdot T$$

Si consideramos que las propiedades de los gases pueden deducirse mediante la temperatura del punto anterior se obtiene la siguiente simplificación:

$$\frac{dU}{d\alpha} = m \cdot C_v \cdot \frac{dT}{d\alpha}$$

Integrando la ecuación de los gases ideales, respecto del tiempo se obtiene:

$$P \cdot \frac{dV}{dt} + V \frac{dP}{dt} = m \cdot R g_a \cdot \frac{dT}{dt}$$

Utilizando las ecuaciones anteriormente mencionadas, podemos obtener una ecuación que nos determina la presión en el interior del cilindro, en función del ángulo de giro del cigüeñal

$$\frac{dP(\alpha)}{d\alpha} = \frac{\gamma - 1}{V(\alpha)} \cdot \frac{\delta Q(\alpha)}{d\alpha} - \gamma \cdot \frac{P(\alpha)}{V(\alpha)} \cdot \frac{dV(\alpha)}{d\alpha}$$

2.3. HIPÓTESIS DEL MODELO TERMODINÁMICO

Debido a la dificultad de hacer una simulación del ciclo real, es necesario considerar las siguientes hipótesis, intentando aproximarse lo máximo posible a un ciclo real:

- Ciclo de aire con adición progresiva de calor.
- Combustión progresiva con 2 leyes de liberación de calor, aporte de calor equivalente
- Simulación de las pérdidas de calor.
- Gamma variable.
- Apertura y cierre de válvulas instantánea.
- Condiciones de P de admisión y escape impuestas por la turboalimentación y posenfriamiento.
- Simulación del RCA.
- Simulación de existencia de gases residuales.
- Despreciamos los efectos dinámicos de los gases en la admisión y escape.
- Rendimiento de la combustión =1



2.4. SIMULACIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO

2.4.1. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

En primer lugar, para poder empezar con los cálculos, tenemos que definir cuales son los parámetros básicos de nuestro motor, los cuales se muestran a continuación:

DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

Nº de cilindros:	12
Calibre (m):	0,170
Carrera (m):	0,190
Longitud de la biela (m):	0,38
Relación de compresión geométrica:	18:01
Q total (m ³):	0,0345
q unitaria (m ³):	0,0043
Vcc.=q/rc-1 (m ³):	0,000254
Cilindrada efectiva q'=V(180+RCA)-Vpms (m ³):	0,00392

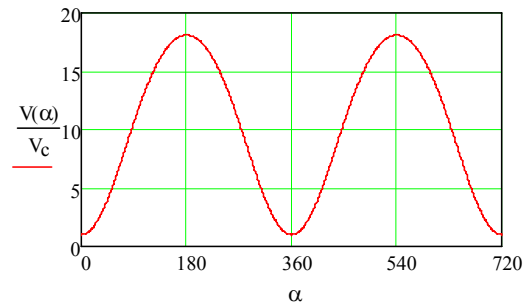
2.4.2. CALCULOS INICIALES

Lo primero que vamos a realizar a realizar son los siguientes cálculos:

- Volumen en función del ángulo del cigüeñal

Con la siguiente función vamos a poder observar el volumen que hay en el interior del cilindro, incluido el de la cámara de combustión, para todos los ángulos del cigüeñal:

$$V(\alpha) := V_c + \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4 \cdot 2} \cdot \left(1 + 2 \cdot \lambda - \cos \left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360} \right) - \sqrt{4 \cdot \lambda^2 - \sin \left(\alpha \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{360} \right)^2} \right)$$

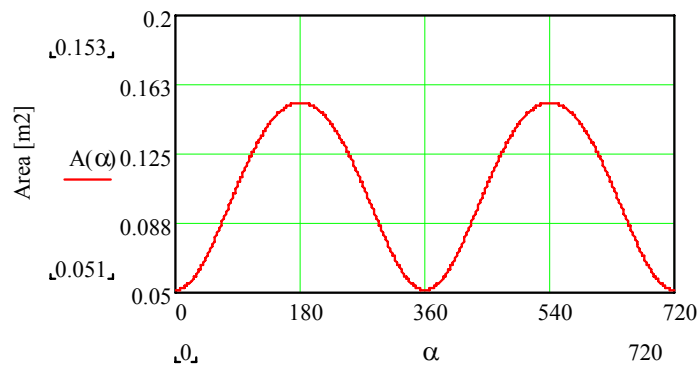


Gráfica 2.1. Evolución de la relación de compresión en función del ángulo del cigüeñal

- Área en función del ángulo del cigüeñal

A continuación usaremos otra función para poder observar el área en el interior del cilindro, incluyendo la cámara de combustión, también para cada posición del cigüeñal:

$$A(\alpha) := \frac{\pi \cdot D^2}{2} + \frac{4 \cdot V(\alpha)}{D}$$



Gráfica 2.2 Área (m²) en función del ángulo del cigüeñal

2.4.3. PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO

A la hora de modelizar el ciclo tendremos en cuenta los siguientes fluidos:

- Aire
- Combustible
- Gases residuales
- Mezcla de gases frescos y quemados.

No tendremos en cuenta la mezcla entre aire y combustible, puesto que la simulación de la combustión se hará como un ciclo de aire con adicción de calor.

Aire (gases frescos)

A continuación vamos a realizar el cálculo de las propiedades del aire fresco, para lo cual determinaremos las siguientes proporciones:

78% Nitrógeno, 21 % Oxígeno y 1% Argón.

Se consideran despreciables el resto de gases que forman el aire, ya que su proporción es muy pequeña.

Las propiedades del aire, en las cuales se tendrá en cuenta la variación en función de la temperatura, son las siguientes:

$$PM_{\text{aire}} := (.78 \cdot PM_{N_2} + .21 \cdot PM_{O_2} + .01 \cdot PM_{Ar})$$

$$PM_{\text{aire}} = 0.029$$

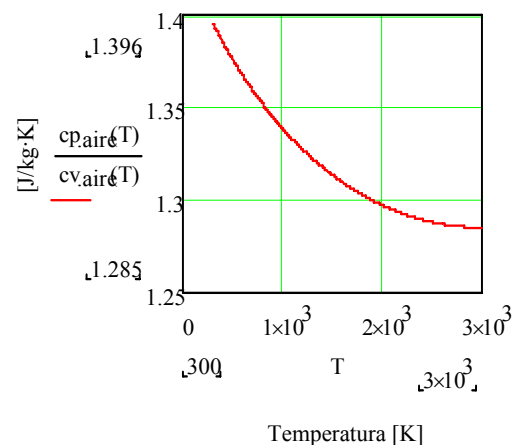
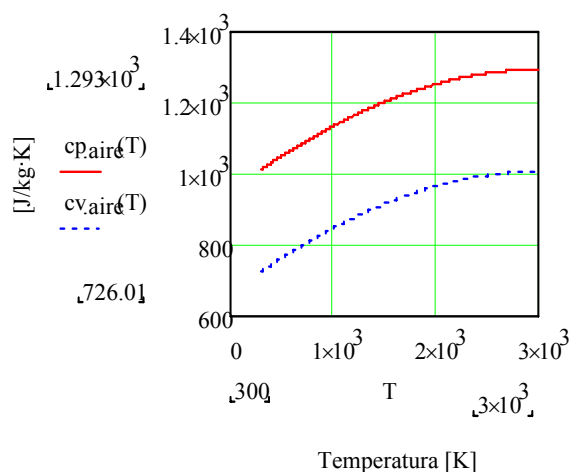
$$R_u := 8.317 \frac{\text{joule}}{\text{mole} \cdot K} \quad R_{\text{aire}} := \frac{R_u}{PM_{\text{aire}}}$$

$$R_{\text{aire}} = 287.14 \frac{J}{Kg \cdot K}$$

$$c_{p\text{aire}}(T) := \frac{C_{p\text{aire}}(T)}{PM_{\text{aire}}}$$

$$c_{v\text{aire}}(T) := \frac{C_{v\text{aire}}(T)}{PM_{\text{aire}}}$$

$$\gamma_{\text{aire}}(T) := \frac{c_{p\text{aire}}(T)}{c_{v\text{aire}}(T)}$$



Grafica 2.3 Evolución de calores específicos [J/KgK] en función de la temperatura Grafica 2.4 Variación de la relación de calores específicos con la temperatura



Combustible

Para motores de ignición espontánea el combustible utilizado es gasoleo A para automoción, ya que está preparado para quemarse sin necesidad de una chispa. Para que se produzca la ignición de este combustible se vaporiza, para mezclarlo con aire y se comprime hasta una presión de unos 10^7 bares, alcanzando en ese momento aproximadamente 250° . El combustible está formado carbono, hidrógeno ($C_{10.8}H_{18.7}$) y algunos aditivos. Una de las propiedades más importantes del gasoleo es su poder calorífico inferior, que indica el poder calorífico de un combustible sin tener en cuenta el calor latente de vaporización que se obtendría al condensar el vapor de agua que se produce en la combustión. A continuación se muestran las propiedades del Gasoleo:

$$Li = 42,78 \cdot 10^6 \text{ MJ/Kg}$$

$$PM_{gasoil} = 148,6 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/mol}$$

$$\text{Índice de Cetano (CN)} = 50$$

El índice de cetano representa la capacidad de inflamación del combustible, cuanto más alto sea más rápido se inflama el combustible y por lo tanto el retraso a la autoignición es menor.

Gases residuales

Están formados por los productos residuales resultantes del proceso de combustión, que tiene lugar en el interior del cilindro. Las propiedades de los gases residuales dependen de la presión y la temperatura, por lo que varían a lo largo del ciclo, se muestran a continuación el cálculo de la composición de equilibrio resultante de la combustión completa :

-COMBUSTIBLE: Gasoil con formula equivalente $C_{10.8}H_{18.7}$

$$c := 10.8 \quad h := 18.7 \quad o := 0 \quad n := 0$$

$$L_i := 42.78 \cdot 10^6 \quad (\text{poder calorifico inferior del combustible})$$

-Condiciones iniciales:

$$T_r := 1900 \text{ K} \quad P_{r,s} := 80 \cdot 101325 \quad P_0 := 101325 \text{ Pa} \quad F_R := 0.8$$

-Condiciones iniciales para la resolución del sistema no lineal de ecuaciones:

$$T_p := \text{if}(F_R \leq 1.1, T_r + 2000 \cdot F_R, 0) + \text{if}(F_R > 1.1, T_r + 2200 - 200 \cdot (F_R - 1), 0)$$



$$N_{CO2} := c \cdot F_R$$

$$N_{CO2} = 8.64$$

$$N_{O2} := \text{if} \left[F_R \leq .95, \left(c + \frac{h}{4} \right) \cdot \left(\frac{1}{F_R} - 1 \right), 0.05 \right]$$

$$N_{O2} = 3.869$$

$$10.8 - 8.64 = 2.16$$

$$N_{H2O} := \frac{h}{2}$$

$$N_{CO} = 7.253$$

$$N_p = 88.494$$

$$N_{H2} = 1.001$$

(Moles de producto)

$$N_{H2O} = 9.35$$

$$N_p := \frac{1}{F_R} \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} \right) \cdot \left(\frac{78}{21} + \frac{1}{21} \right) + c + \frac{h}{4} + \left(\frac{1}{F_R} - 1 \right)$$

$$N_{CO} := \frac{N_{CO2}}{\sqrt{N_{O2} \cdot K_{p1}(T_p)}} \cdot \sqrt{\frac{N_p}{\left(\frac{PRES}{P_0} \right)}}$$

$$N_{H2} := \frac{N_{H2O}}{\sqrt{N_{O2} \cdot K_{p2}(T_p)}} \cdot \sqrt{\frac{N_p}{\left(\frac{PRES}{P_0} \right)}}$$

$$N_{N2} := \frac{n}{2} + \frac{78}{21} \cdot \frac{1}{F_R} \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} \right) \quad N_{N2} = 71.848 \quad \text{Si no hay óxidos de nitrógeno ni disociación del } N_2 \text{ esto es exacto}$$

$$N_{Ar} := \frac{1}{F_R} \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} \right) \cdot \frac{1}{21} \quad \text{Al no reaccionar, puede calcularse directamente} \quad N_{Ar} = 0.921$$

-Sistema de ecuaciones:

Conservación de las especies:

$$c = N_{CO2} + N_{CO}$$

$$h = 2 \cdot N_{H2O} + 2 \cdot N_{H2}$$

$$o + \frac{1}{F_R} \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} \right) \cdot 2 = 2 \cdot N_{CO2} + N_{CO} + N_{H2O} + 2 \cdot N_{O2}$$

$$n + \frac{78}{21} \cdot \frac{1}{F_R} \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} \right) \cdot 2 = 2 \cdot N_{N2}$$



Equilibrio de reacciones de disociación del agua y el dióxido de carbono:

-Resolución del sistema:

$$T_r := 900 \quad \text{Sol}(T_r, \text{PRES}) := \text{Miner}(T_p, N_{\text{CO}_2}, N_{\text{CO}}, N_{\text{H}_2\text{O}}, N_{\text{H}_2}, N_{\text{O}_2}, N_{\text{N}_2})$$

$$\text{PRES} := 60 \cdot 101325 \quad \text{Equil} := \text{Sol}(T_r, \text{PRES})$$

$$N_{\text{CO}} = \frac{N_{\text{CO}_2}}{\sqrt{N_{\text{O}_2} \cdot K_{p1}(T_p)}} \cdot \sqrt{\frac{N_{\text{CO}_2} + N_{\text{CO}} + N_{\text{H}_2\text{O}} + N_{\text{H}_2} + N_{\text{O}_2} + N_{\text{N}_2} + N_{\text{Ar}}}{\left(\frac{\text{PRES}}{P_0}\right)}}$$

$$N_{\text{H}_2} = \frac{N_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{N_{\text{O}_2} \cdot K_{p2}(T_p)}} \cdot \sqrt{\frac{N_{\text{CO}_2} + N_{\text{CO}} + N_{\text{H}_2\text{O}} + N_{\text{H}_2} + N_{\text{O}_2} + N_{\text{N}_2} + N_{\text{Ar}}}{\left(\frac{\text{PRES}}{P_0}\right)}}$$

$$N_{\text{CO}_2} > 0 \quad N_{\text{H}_2\text{O}} > 0 \quad N_{\text{CO}} > 0 \quad N_{\text{H}_2} > 0 \quad N_{\text{O}_2} > 0$$

Conservación de la energía:

$$\begin{aligned} & (h_{\text{Gasoil}}(T_r) + h_{0\text{Gasoil}}) \dots \\ & + \frac{1}{F_R} \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} \right) \cdot \left(h_{\text{O}_2}(T_r) + \frac{78}{21} \cdot h_{\text{N}_2}(T_r) + \frac{1}{21} \cdot h_{\text{Ar}}(T_r) \right) \end{aligned} = \begin{aligned} & N_{\text{CO}_2} \cdot (h_{\text{CO}_2}(T_p) + h_{0\text{CO}_2}) + N_{\text{CO}} \cdot (h_{\text{CO}}(T_p) + h_{0\text{CO}}) \dots \\ & + N_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (h_{\text{H}_2\text{O}}(T_p) + h_{0\text{H}_2\text{O}}) + N_{\text{H}_2} \cdot h_{\text{H}_2}(T_p) \dots \\ & + N_{\text{O}_2} \cdot h_{\text{O}_2}(T_p) + N_{\text{N}_2} \cdot h_{\text{N}_2}(T_p) + N_{\text{Ar}} \cdot h_{\text{Ar}}(T_p) \end{aligned}$$

$$\text{Equil} = \begin{pmatrix} 2.564 \times 10^3 \\ 10.46 \\ 0.34 \\ 9.302 \\ 0.048 \\ 4.063 \\ 71.848 \end{pmatrix}$$

-Propiedades de los productos en base a la solución hallada:

$$N_p(\text{Equi}) := \sum_{k=1}^6 \text{Equi}_k + N_{\text{Ar}}$$

$$\text{PM}_q(\text{Equi}) := \frac{\text{Equi}_1 \cdot \text{PM}_{\text{CO}_2} + \text{Equi}_2 \cdot \text{PM}_{\text{CO}} + \text{Equi}_3 \cdot \text{PM}_{\text{H}_2\text{O}} \dots + \text{Equi}_4 \cdot \text{PM}_{\text{H}_2} + \text{Equi}_5 \cdot \text{PM}_{\text{O}_2} + \text{Equi}_6 \cdot \text{PM}_{\text{N}_2}}{N_p(\text{Equi})}$$

$$R_{\text{gq}}(\text{Equi}) := \frac{R_u}{\text{PM}_q(\text{Equi})}$$



$$c_{p,q}(T, Equi) := \frac{Equi_1 \cdot C_{pCO_2}(T) + Equi_2 \cdot C_{pCO}(T) + Equi_3 \cdot C_{pH_2O}(T) \dots + Equi_4 \cdot C_{pH_2}(T) + Equi_5 \cdot C_{pO_2}(T) + Equi_6 \cdot C_{pN_2}(T)}{N_p(Equi) \cdot PM_q(Equi)}$$

$$c_{v,q}(T, Equi) := c_{p,q}(T, Equi) - R_{g,q}(Equi) \quad \gamma_q(T, Equi) := \frac{c_{p,q}(T, Equi)}{c_{v,q}(T, Equi)}$$

$$h_{comb}(Equi) := - \frac{(Equi_1 \cdot h_{0CO_2} + Equi_2 \cdot h_{0CO} + Equi_3 \cdot h_{0H_2O}) - h_{0Gasoil}}{PM_{Gasoil}}$$

$$h_q(T, Equi) := \frac{Equi_1 \cdot h_{CO_2}(T) + Equi_2 \cdot h_{CO}(T) + Equi_3 \cdot h_{H_2O}(T) \dots + Equi_4 \cdot h_{H_2}(T) + Equi_5 \cdot h_{O_2}(T) + Equi_6 \cdot h_{N_2}(T)}{N_p(Equi) \cdot PM_q(Equi)}$$

$$u_q(T, Equi) := \frac{Equi_1 \cdot u_{CO_2}(T) + Equi_2 \cdot u_{CO}(T) + Equi_3 \cdot u_{H_2O}(T) \dots + Equi_4 \cdot u_{H_2}(T) + Equi_5 \cdot u_{O_2}(T) + Equi_6 \cdot u_{N_2}(T)}{N_p(Equi) \cdot PM_q(Equi)}$$

Mezcla de gases frescos y quemados

Al abrirse la válvula de admisión en el proceso de renovación de la carga, se produce la entrada de aire fresco en el cilindro, debido a que en este instante todavía quedan gases residuales de la combustión del ciclo anterior en el cilindro, en ese momento se produce una mezcla entre los gases quemados que aún quedan en el cilindro y el aire fresco de la admisión. Para conocer la γ de estos gases tenemos la siguiente expresión:

$$\gamma(T, \alpha) := \frac{(1 - X_q(\alpha) - f) \cdot c_{p,aire}(T) + (X_q(\alpha) + f) \cdot c_{p,q}(T, Equi)}{(1 - X_q(\alpha) - f) \cdot c_{v,aire}(T) + (X_q(\alpha) + f) \cdot c_{v,q}(T, Equi)}$$



2.4.4. BUCLE DE RENOVACIÓN DE LA CARGA

En este apartado para facilitar los cálculos vamos a formular las siguientes hipótesis:

- Los ángulos de AAA, AAE y RCE van a ser 0, por lo tanto en nuestra simulación no habrá AAA, AAE ni RCE.
- El ángulo de RCA si se tendrá en cuenta ($RCA \neq 0$), en nuestro caso vale 20° .
- La presión de admisión (p_a) será constante.
- La presión de escape (p_e) también será constante.

El proceso de renovación de la carga en motores de 4 tiempos se realiza efectuando una nueva carrera del pistón disminuyendo el volumen, denominada carrera de escape, durante la cual se produce la apretura de las válvulas de escape, expulsando así los gases producidos en la combustión. A continuación se produce la apertura de las válvulas de admisión, simultáneamente con una nueva carrera en sentido contrario aumentando el volumen y llenando el motor de gases frescos, denominada carrera de admisión.

En el ciclo real la apertura de las válvulas de admisión se produce antes de la llegada del pistón al PMS, y el cierre de las válvulas de escape se realiza después de la llegada del pistón al PMS por lo que se produce un cruce de válvulas, pero como ya se ha indicado antes se va a tomar como hipótesis que no existe avance a la apertura de la admisión (AAA) ni retraso en el cierre de escape (RCE). No obstante, para obtener un mejor llenado, las válvulas de admisión no se cierran hasta pasado el PMI de la carrera de admisión, compensando de esta forma las inercias producidas en el flujo de aire fresco, esto se denomina retraso del cierre de admisión (RCA) y en este caso como hemos dicho anteriormente si lo vamos a tener en cuenta, para el motor estudiado en este proyecto su valor es de 40° . Como consecuencia la compresión no comenzará hasta que no se haya cerrado la admisión, en el punto 1' y además se producirá un retroceso de los gases hacia el colector de admisión, ya que no habrá inercia de los mismos.

En el motor de 4 tiempos el proceso de renovación de la carga, admisión de gases nuevos y expulsión de gases quemados, es realizado por el mismo por lo que se denomina autoaspirante y autoexpulsante.

A continuación se muestran los cuatro tiempos del ciclo en para un cilindro:

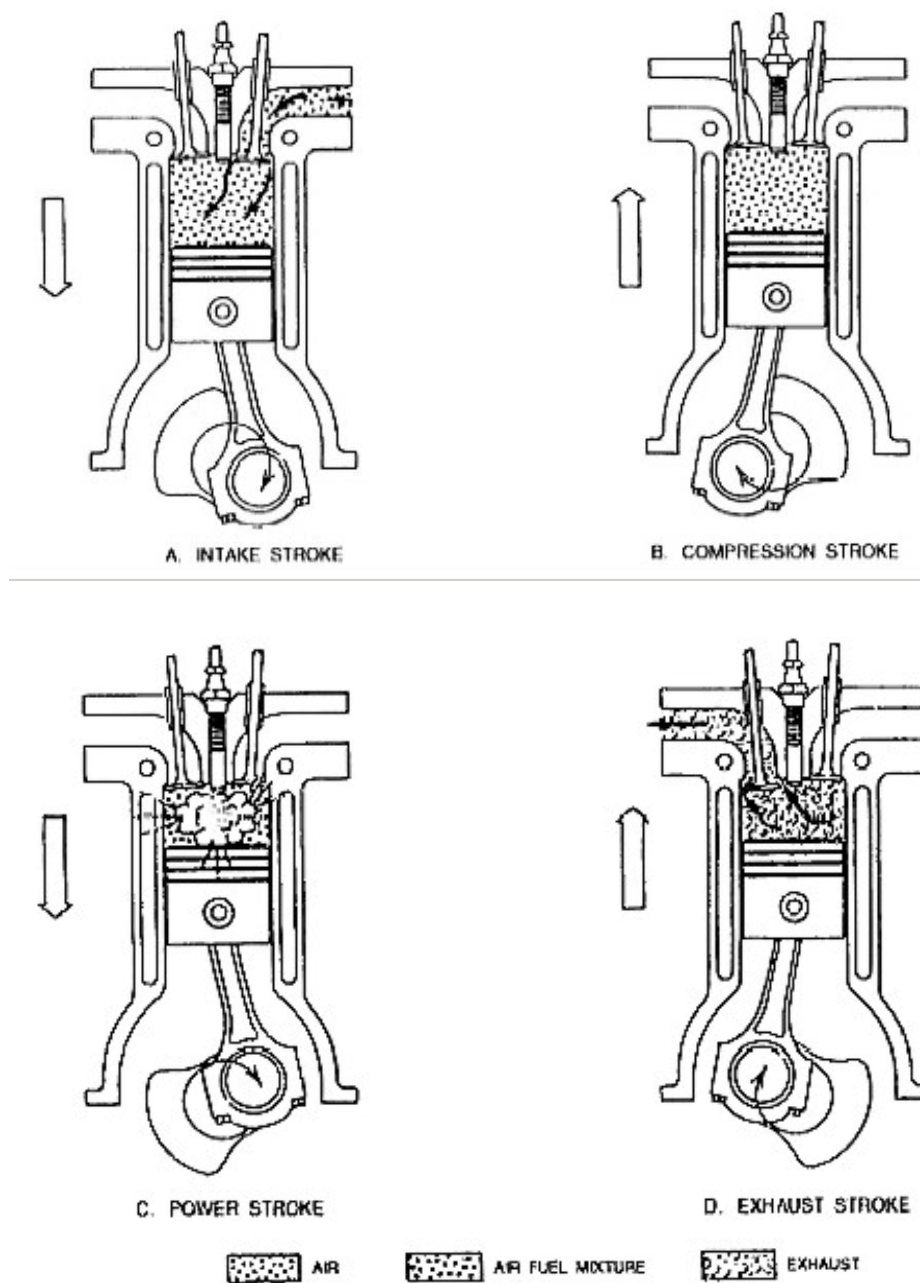


Figura 2.4. Tiempos de un motor de 4T (Fuente: www.sapiensman.com/ESDictionary/D/Technical_v...)



2.4.5. CONDICIONES DE INICIO DEL BUCLE DE ALTA PRESIÓN

Para calcular la masa de gases en el ciclo haremos uso de la ecuación de estado de los gases ideales, para lo cual es necesaria la R_g del aire que hemos definido anteriormente y la presión el volumen y la temperatura en ese momento, que se corresponde con el punto 1', cuando el cigüeñal se encuentra en la posición de RCA ($180+20$)°:

$$R_{\text{gaire}} = 287.14 \text{ J/Kg}\cdot\text{K}$$

$$P \cdot V = m \cdot R_g \cdot T$$

$$m_1 := \frac{P_1 \cdot V_1}{R_{gA} \cdot T_1}$$

$$m_1' := m_1 \cdot \eta_v$$

- La presión en el punto 1' es la de admisión. Al ser un motor turboalimentado la presión y la temperatura de admisión vienen determinadas por las características del turbocompresor:

$$p_a := 101325 \text{ Pa}$$

$$p_{ad} := p_a \cdot \pi_c$$

$$p_{ad} = 1,925 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

La temperatura atmosférica consideramos que será 20°, es decir 293 K, calculamos la temperatura a la salida del compresor y le restamos 60 °, que es la temperatura que baja un posenfriador de este tipo aproximadamente, para obtener la temperatura de admisión:

$$T_a := 293 \text{ K}$$
$$T_{sc} := T_a \cdot \left(1 + \frac{\pi_c^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1}{\eta_c} \right)$$

$$T_{sc} = 358.014 \text{ K}$$



Con la temperatura de salida del compresor y sabiendo que el posenfriador de este motor es capaz de bajar 60 grados la temperatura, obtenemos la temperatura de admisión.

$$T_{ad} := T_{sc} - 60$$

$$T_{ad} = 298.014 \text{ K}$$

Con la siguiente condición de diseño se calcula la presión de escape:

$$p_e := 0.9 p_{ad} = 1.733 \times 10^5 \text{ Pa}$$

- El volumen en el punto 1', será el correspondiente al de RCA:

$$V_{1'} = 4,345 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

- La temperatura en el punto 1' es la temperatura de admisión del aire fresco y la de los gases residuales en el punto de RCA, por lo que para poder hallarla hay que calcular la fracción másica de gases residuales y la temperatura de los gases residuales. Para esto último hay que expansionar isoentrópicamente los gases de un ciclo sin residuales hasta la presión de escape, estimando una presión y una temperatura en el punto 5 del ciclo:

$$T_{1'} := (1 - f) \cdot T_{ad} + f \cdot T_r \left[1 - \frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} \cdot \left(1 - \frac{p_{ad}}{p_e} \right) \right]$$

$$T_5 := 1250 \text{ K}$$

$$p_5 := 4.5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\gamma_q(T_5, \text{Equil}) = 1.291$$

$$T_r := T_5 \cdot \left(\frac{p_e}{p_5} \right)^{\frac{\gamma_q(T_5, \text{Equil}) - 1}{\gamma_q(T_5, \text{Equil})}}$$

$$T_r = 460.103 \text{ K}$$

- Fracción másica de gases residuales (f). A la hora de modelizar el ciclo debemos tener en cuenta los gases residuales, ya que al realizar la fase de escape, es imposible expulsarlos todos permaneciendo parte de estos en el interior del cilindro en el siguiente ciclo. Como consecuencia se produce una disminución del rendimiento, pues parte de estos gases ocupan un volumen que no se puede aprovechar para los gases frescos y los



calienta al encontrarse a altas temperaturas.

Para el cálculo de la fracción másica de gases residuales debemos tener en cuenta que:

- Se considera que los gases residuales que no son expulsados al exterior, se mezclan con los gases frescos en el conducto de admisión, para entrar de nuevo al cilindro.
- No se tiene en cuenta el calentamiento sufrido por los gases durante la admisión, por lo que la temperatura de los gases depende únicamente de la temperatura de los gases frescos y de los gases residuales

A continuación se muestra el cálculo de la fracción másica de gases residuales:

$$f := \frac{1}{1 + \frac{T_r}{T_{ad}} \cdot \left[\frac{p_{ad}}{p_e} \cdot r_c - \left[1 - \frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} \cdot \left(1 - \frac{p_{ad}}{p_e} \right) \right] \right]} \quad f = 0.034$$

Por lo tanto :

$$T_{1'} = 303.976 \text{ K}$$

• Con todos parámetros calculados se puede obtener el rendimiento volumétrico cuasi-estacionario y las masas de aire y combustible:

$$\eta_v := a \cdot \left[1 + \frac{1 - \frac{p_e}{p_a}}{\gamma_a \cdot (r_c - 1)} \right] \quad \eta_v = 0.947 \quad \underline{\underline{F}} := F_R \cdot F_e = 0.055$$

$$m_{1'} = 9.335 \times 10^{-3} \text{ g}$$

$$m_c := F_R \cdot F_e \cdot m_{1'} \quad m_c = 5.153 \times 10^{-4} \text{ g}$$



$$m_{a1}' := \frac{m_c}{F \cdot (1 - f)} \quad m_{a1}' = 9.661 \times 10^{-3} \text{ g}$$

2.4.6. LEYES DE LIBERACIÓN DE CALOR

Para el proceso de combustión nos basaremos en la ley de Wiebe, en la cual se aprecia la evolución de la masa quemada en función del ángulo del cigüeñal, haciendo uso de correlaciones.

Para realizar la modelización de la combustión debemos distinguir las distintas fases que la comprenden.

FASES DE LA COMBUSTIÓN

- Retardo a la ignición.

Se define como el tiempo que pasa desde que se inyecta el combustible hasta que se produce la autoignición. El retardo a la ignición está compuesto de dos partes:

- Retardo físico, es el tiempo empleado vaporizar y en atomizar el combustible , para que se mezcle de la mejor manera con los gases frescos.
- Retardo químico, es el tiempo que tardan en activarse espontáneamente las reacciones químicas en la masa de gases y combustible para que se produzca su autoignición.

Debido a estos retardos hay que adelantar el momento de inyectar el combustible para que la autoignición se produzca en el momento óptimo. En el motor de este estudio la inyección se realiza 9° antes del PMS ($\alpha_{AI}=9$), por lo tanto el ángulo de avance a la inyección es 351 (α_{AI}). El ángulo ocupado por el retardo a la ignición ($\Delta\alpha_r$) se calcula utilizando una correlación basada en medidas experimentales sobre MIE de inyección directa:

$$\Delta\alpha_r := (0.36 + 0.22 u_{mj}) \cdot e^{\left[E_A \cdot \left(\frac{1}{R_u \cdot T_{\alpha r}} - \frac{1}{17190} \right) \cdot \left(\frac{21.2}{p_{\alpha r} - 12.4} \right)^{0.63} \right]}$$

La presión [bar] y la temperatura [K] en el ángulo de avance a la inyección por compresión isentrópica, se estiman:



$$p_{\alpha r} := 1.615 r_{cg}^{1.3} \quad p_{\alpha r} = 69.187 \text{ Pa}$$

$$T_{\alpha r} := 358.477 r_c^{1.3-1} \quad T_{\alpha r} = 847.624$$

EA es la energía de activación necesaria para que comience la combustión y depende del combustible utilizado. Para gasoleo A de automoción es:

$$E_A := \frac{618840}{CN + 25} \quad E_A = 8.251 \times 10^3$$

Y la velocidad media del embolo la obtenemos de la siguiente forma:

$$1300 \text{ rpm} \Rightarrow \omega = 136.136$$

$$u_m := \omega \frac{L}{\pi} \quad u_m = 8.233$$

El valor obtenido para $\Delta\alpha_r$ en grados es:

$$\Delta\alpha_r = 3.147$$

- Combustión de premezcla

Esta fase ocurre a continuación del retardo a la autoignición y es muy rápida, el ángulo ocupado por esta combustión ($\Delta\alpha_1$) suele estar comprendido entre 5 y 10°, en este motor es de 7°. En esta combustión se empieza a quemar la mayoría del combustible mezclado durante la vaporización y el retardo a la autoignición, liberando una gran cantidad de energía en muy poco tiempo, esto provoca una subida muy brusca de la presión en la cámara de combustión. El calor liberado durante esta combustión se calcula de la siguiente forma:

$$Q_{c1} := m_{c1} \cdot \frac{\Delta\alpha_r}{\Delta\alpha_i} \cdot L_i$$



$\Delta\alpha_i$ es el ángulo ocupado por la combustión y para el motor estudiado y podemos calcularlo mediante la siguiente formula:

$$\Delta\alpha_i := 25.71 \cdot F_R + 14.429$$

$$\Delta\alpha_i = 34.997$$

m_{c1} es la masa de combustible quemada durante esta fase y la obtenemos como se muestra a continuación.

$$m_{c1} := m_c \cdot \frac{\Delta\alpha_r}{\Delta\alpha_i} \quad m_{c1} = 4.633 \times 10^{-5} \text{ Kg}$$

El calor liberado durante la combustión de premezcla es pues:

$$Q_{c1} = 1.982 \times 10^3 \text{ W}$$

Para comprobar la evolución de la masa quemada hay que utilizar la Ley de Wiebe. El primer paso es calcular el ángulo de inicio de la combustión de premezcla (α_{i1}), sumando el ángulo de avance a la inyección con el ángulo de retardo a la ignición y el ángulo de finalización de la combustión de premezcla (α_{f1}), sumando el ángulo de inicio de la combustión de premezcla con el ángulo ocupado por la combustión de premezcla:

$$\alpha_{AI} := 360 - AI$$

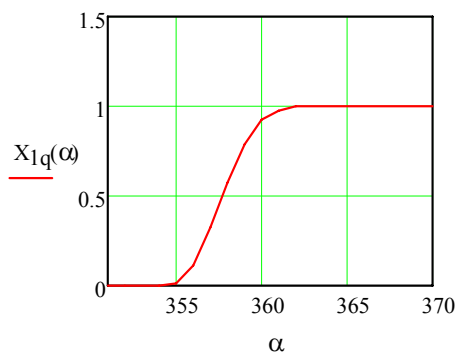
$$\alpha_{i1} := \alpha_{AI} + \Delta\alpha_r \quad \alpha_{i1} = 354.147$$

$$\alpha_{f1} := \alpha_{i1} + \Delta\alpha_1 \quad \alpha_{f1} = 361.147$$

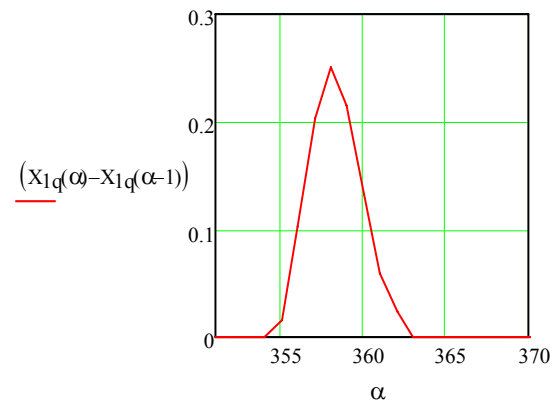
Realizando un bucle con la primera Ley de Wiebe entre el inicio y el final de la combustión de premezcla, se puede observar la evolución de la masa quemada durante esta combustión:

$$X_{1q}(\alpha) := \begin{cases} 0 & \text{if } \alpha < \alpha_{i1} \\ \left[1 - e^{-a_1 \left(\frac{\alpha - \alpha_{i1}}{\Delta \alpha_1} \right)^{(m_1+1)}} \right] & \text{if } \alpha_{i1} \leq \alpha \leq \alpha_{f1} \\ 1 & \text{if } \alpha > \alpha_{f1} \end{cases}$$

Los valores a_1 y m_1 inciden sobre el resultado de la gráfica, el valor de a varía la asintoticidad de la gráfica y el factor m representa la eficiencia de la combustión, afectando a la verticalidad de la gráfica. Para que la gráfica tienda asintóticamente a 1 y se obtenga un ajuste lo más real posible, el valor más adecuado a resultado ser $a_1=4$ y $m_1=1,6$.



Gráfica 2.5 Evolución de la masa quemada en la combustión de premezcla en función del



Gráfica 2.6 Evolución de la derivada de masa quemada en la combustión de premezcla en función del ángulo del cigüeñal

Como se ha dicho antes para un buen ajuste a la realidad X_{1q} debe tender asintóticamente a 1 y en este caso se cumple, por lo que se puede considerar que los valores de a_1 y m_1 son correctos.

• Combustión por difusión

La combustión por difusión es una fase más lenta y progresiva que la combustión de premezcla, por lo que no se producen subidas de presión tan bruscas. En esta fase se quema el combustible que no lo ha hecho en la fase de premezcla, la velocidad con la que lo haga depende de lo bien mezclados que estén los gases frescos y el combustible.

La combustión de difusión y la combustión de premezcla empiezan en el mismo

momento, pero la combustión por difusión es más duradera, con valores comprendidos entre los 40 y los 80°, para un motor de inyección directa como este dura aproximadamente 55°, por lo que elegiremos este valor ($\alpha_2=55^\circ$).

El calor liberado durante la combustión de difusión es el siguiente:

$$Q_{c2} := m_c \cdot \left(1 - \frac{\Delta\alpha_r}{\Delta\alpha_i} \right) \cdot L_i \quad Q_{c2} = 2.006 \times 10^4 \text{ W}$$

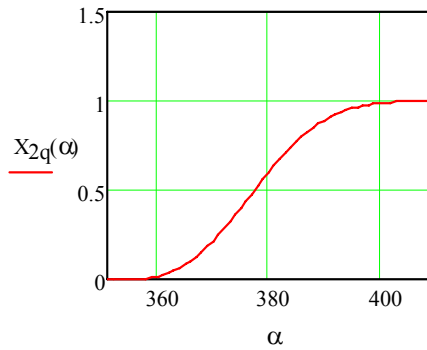
El ángulo de inicio de la combustión de difusión (α_{i2}) es el mismo que el de inicio de la combustión de premezcla (α_{i2}), como hemos dicho antes comienzan en el mismo momento, el ángulo de finalización de la combustión de premezcla (α_{f2}), es el ángulo de inicio de la combustión de difusión más el ángulo ocupado por la combustión de difusión (α_2):

$$\alpha_{i2} := \alpha_{AI} + \Delta\alpha_r \quad \alpha_{i2} := \alpha_{i2}$$

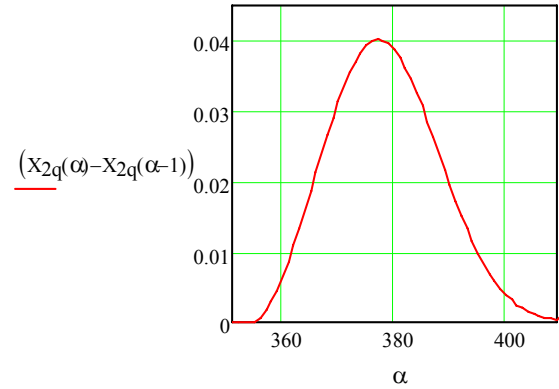
$$\alpha_{f2} := \alpha_{i2} + \Delta\alpha_2 \quad \alpha_{f2} = 409.147$$

Para comprobar la evolución de la masa quemada durante la combustión de difusión se realiza un bucle utilizando la Ley de Wiebe, con un valor de $a_2=7$ y $m_2=1,7$:

$$X_{2q}(\alpha) := \begin{cases} 0 & \text{if } \alpha < \alpha_{i2} \\ \left[1 - e^{-a_2 \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_{i2}}{\Delta\alpha_2} \right)^{(m_2+1)}} \right] & \text{if } \alpha_{i2} \leq \alpha \leq \alpha_{f2} \\ 1 & \text{if } \alpha > \alpha_{f2} \end{cases}$$



Gráfica 2.7 Evolución de la masa quemada en la combustión de difusión en función del ángulo del cigüeñal



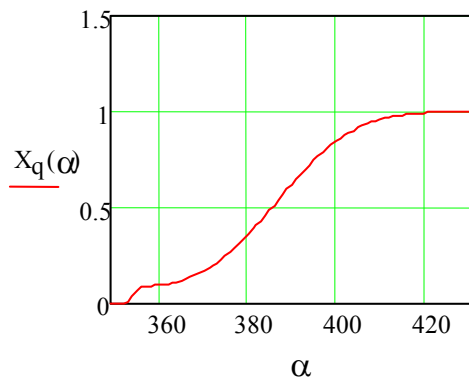
Gráfica 2.8 Evolución de la derivada de la masa quemada en la combustión de difusión en función del ángulo del cigüeñal

Con la Ley de Wiebe para las dos fases de la combustión se puede apreciar la evolución de la masa quemada durante todo el proceso de combustión.

$$q_1 := \frac{\Delta\alpha_r}{\Delta\alpha_i}$$

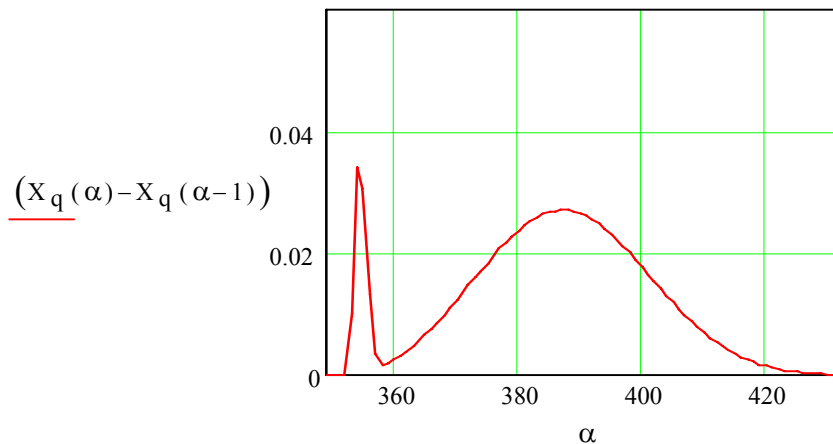
$$q_2 := \frac{\Delta\alpha_i - \Delta\alpha_r}{\Delta\alpha_i}$$

$$X_q(\alpha) := \begin{cases} 0 & \text{if } \alpha < \alpha_{i1} \\ [X_{1q}(\alpha) \cdot (q_1) + X_{2q}(\alpha) \cdot (q_2)] & \text{if } \alpha_{i1} \leq \alpha \leq \alpha_{i2} \\ 1 & \text{if } \alpha > \alpha_{i2} \end{cases}$$



Gráfica 2.9 Evolución de la masa quemada total en función del ángulo del cigüeñal

En la siguiente gráfica se puede ver la evolución de la fracción de masa quemada, en la cual se pueden distinguir claramente las dos fases de la combustión. En primer lugar se observa que hay un pico muy pronunciado debido a la brusca liberación de energía ocurrida en la combustión de premezcla, en segundo lugar se observa otro pico mas progresivo y duradero que se corresponde con la combustión de difusión.



Gráfica 2.10 Derivada de la fracción de masa quemada

Como se puede comprobar la curva obtenida en la modelización se ajusta bastante a la curva experimental, que se muestra a continuación.

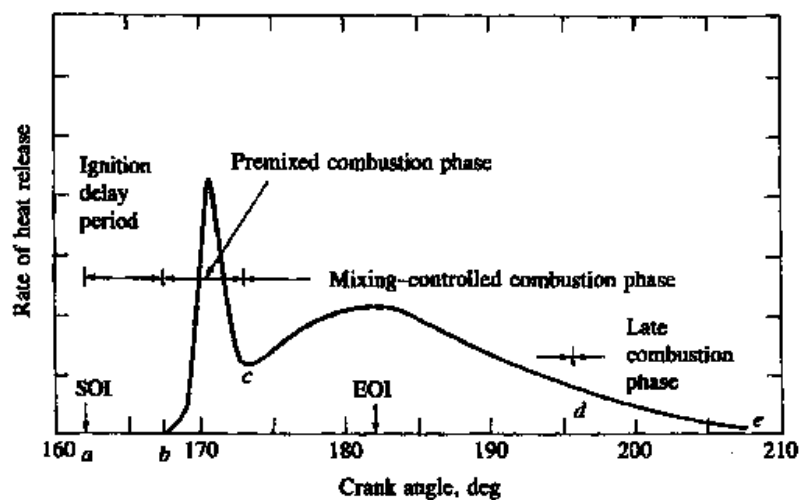


Figura 2.5. Gráfica experimental de la evolución de la fracción de masa quemada (Fuente: apuntes PFC motores térmicos)



2.4.7. TRANSFERENCIA DE CALOR

Intentar modelar analíticamente la transferencia de calor es muy difícil, fundamentalmente se asume una temperatura interna promedio y cambiante en el interior del cilindro así como una temperatura media y constante en las paredes del mismo, para obtener una aproximación de este fenómeno.

En los motores térmicos es inevitable que se produzca transferencia de calor hacia las paredes del cilindro, el pistón y la culata, debido a esto es necesario refrigerar estas partes del motor lo que se traduce en pérdidas de la energía producida en la combustión, es importante evaluar correctamente estas pérdidas para poder realizar una simulación lo más realista posible.

La transferencia de calor se produce en su mayoría por convección forzada, aunque una pequeña parte también se produce por radiación, el coeficiente de flujo convectivo de calor incluye dicha transferencia de calor por radiación. Se puede obtener una buena aproximación, utilizando la Ley de enfriamiento de Newton:

$$\frac{dQ_h}{d\alpha} := \frac{A_h(\alpha) \cdot h_c(\alpha)}{\omega} \cdot (T_g(\alpha) - T_p)$$

Los parámetros necesarios para resolver esta ecuación se muestran a continuación

2.4.7.1 Área instantánea retransferencia de calor (A_h)

El área de transferencia de calor, es un parámetro determinante a la hora de evaluar las pérdidas por transferencia de calor, cuanto mayor sea la superficie de transferencia hay más pérdidas. Para poder determinar el área de transferencia de calor en función del ángulo de cigüeñal contamos con la siguiente función, en la que se incluyen el área de la cámara de combustión, del pistón y de la pared del cilindro.

$$A_h(\alpha) := A_c + \frac{\pi \cdot D \cdot L}{2} \cdot \left(1 + 2 \cdot \lambda - \cos\left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}\right) - \sqrt{4 \cdot \lambda^2 - \sin\left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}\right)^2} \right)$$

Para calcular el área de la cámara de combustión (A_c) se utiliza una fórmula simplificada, esta depende de la altura de la cámara (y_0) y del diámetro (D).

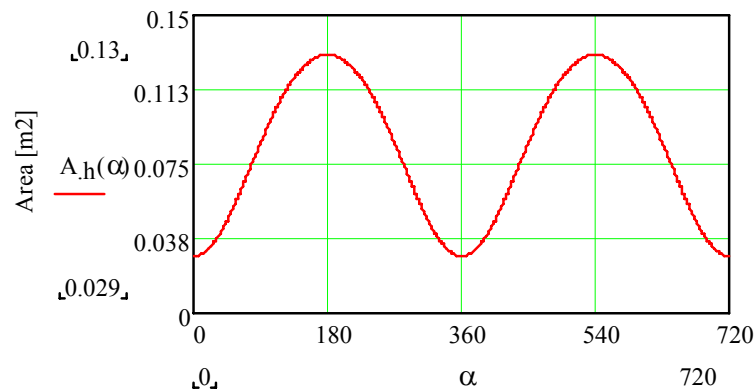
$$y_0 := \frac{V_c}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}}$$

$$y_0 = 0.011 \text{ m}$$

$$A_c := \pi \cdot D \cdot y_0 + \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$A_c = 0.029 \text{ m}^2$$

En la gráfica se puede observar el área de transferencia de calor en función del ángulo del cigüeñal.



Gráfica 2.11. Área de transferencia de calor [m²] en función del ángulo del cigüeñal

2.4.7.2 Coeficiente de flujo convectivo de calor (h_1)

La correlación de Woschni se emplea habitualmente en motores como el estudiado para predecir la transferencia de calor, nos permite calcular el coeficiente de flujo convectivo de calor (h), Considerando h en ($W/m^2.K$), en el punto 1', este es función del diámetro del cilindro (D), la presión de los gases en el punto 1' (P_1), la temperatura de los gases en el punto 1' (T_1) y la velocidad media de los gases (u_{gm}).

$$h_1 := 3.26 \cdot D^{-0.2} \cdot (P_1 \cdot 10^{-3})^{0.8} \cdot T_1^{-0.55} \cdot u_{gm}^{0.8}$$

El cálculo de la velocidad media de los gases se realiza con la fórmula que se muestra a continuación. Los coeficientes C_1 y C_2 , toman los valores $C_1 = 6,18$ para el



proceso de admisión y $C_2=0$ para el proceso de escape, como puede observarse en la tabla que se muestra mas abajo, p es presión del ciclo y p_m la presión media sin transferencia de calor, es decir para un ciclo sin combustión.

	Coeficiente C_1	Coeficiente C_2
Renovación de la carga	6,18	0
Compresión	2,28	0
Combustión- Expansión	2,28	$3,24 \cdot 10^{-3}$

Para obtener unos resultados más parecidos a la realidad se ha tenido que ajustar el coeficiente C_1 de 2,28 en la compresión, combustión-expansión a 1,27.

$$C_1 = 6,18$$

$$C_2 = 0$$

$$u_{gm} := C_1 \cdot u_m + C_2 \cdot \frac{q \cdot T_a}{p_a \cdot V_{RCA}} \cdot (p - p_m)$$

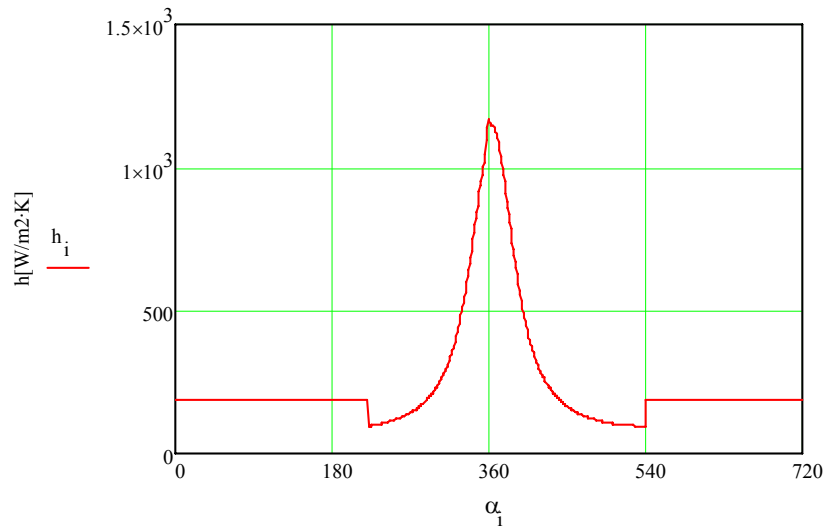
$$u_{gm} := C_1 \cdot u$$

$$u_{gm} = 50.882 \text{ m/s}$$

El valor del coeficiente de flujo convectivo de calor en el punto 1' es por tanto:

$$h_{1'} = 312.172 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

A continuación se muestra una gráfica de h en función del ángulo de giro del cigüeñal :



Gráfica 2.12 Evolución del coeficiente de flujo convectivo $[W/m^2 \cdot K]$ en función del ángulo del cigüeñal

Como se puede observar el valor máximo ($1200 W/m^2 \cdot K$) se encuentra en el punto muerto superior (360°), esto es debido al aumento de presión y temperatura, apreciándose una gran variación en torno a este punto, puesto que desde aproximadamente 340° duplica su valor hasta los 360° para volver a disminuir rápidamente de la misma forma. A partir de 220° , h disminuye debido a la que la velocidad media de los gases también lo hace, y a 540° vuelve a aumentar debido una vez más a la velocidad de los gases.

2.4.7.3 Temperatura de la pared del cilindro T_p

La temperatura media de la pared del cilindro, la tenemos que estimar, para lo cual vamos a hacer uso de unas gráficas en las cuales se puede ver la distribución de temperaturas en el interior del cilindro, medidas en un motor diesel rápido, a 3000 rpm y a plena carga.

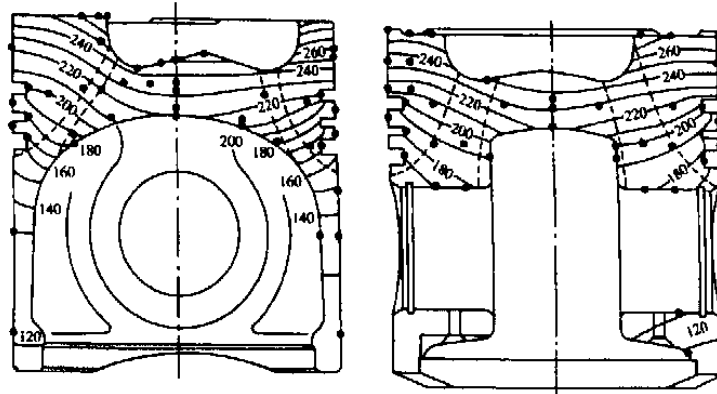


FIGURE 12-19

Isothermal contours (solid lines) and heat flow paths (dashed lines) determined from measured temperature distribution in piston of high-speed DI diesel engine. Bore 125 mm, stroke 110 mm, $r_c = 17$, 3000 rev/min, and full load.⁴⁰

Figura 2.6. Distribución de temperaturas en el interior del cilindro (Fuente apuntes PFC motores térmicos)

Para este motor se toma una temperatura media de las paredes del cilindro (T_p) de 140°, 413 K, ya que se trata de un motor más lento y más grande que el de la figura, en el que la temperatura que se alcanza en el interior del cilindro es menor.

2.4.7.4 Temperatura media termodinámica de los gases T_g

La formula que define la temperatura media termodinámica de los gases es:

$$T_g := \frac{p(\alpha) \cdot V(\alpha)}{m_l \cdot R_{gaire}}$$



2.4.8. INTEGRACIÓN DE LA ECUACIÓN DE LA ENERGÍA PARA OBTENER P (α)

La resolución del ciclo se completa realizando una integración de la ecuación de la energía para obtener la presión en función del ángulo del cigueñal. Partimos de la siguiente expresión:

$$\frac{dp(\alpha)}{d\alpha} := \frac{\gamma(T) - 1}{V(\alpha)} \cdot \frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} - \gamma(T) \cdot \frac{p(\alpha)}{V(\alpha)} \cdot \frac{dV(\alpha)}{d\alpha}$$

Existen dos métodos distintos para obtener una expresión que nos permita conocer la presión en cualquier punto del ciclo, estos son el método explícito para la resolución numérica de la ecuación mediante la técnica de diferencias finitas y el método implícito, nosotros usaremos el primero para resolver la ecuación diferencial de la presión donde se hace una aproximación de la siguiente derivada:

$$\frac{dp_{n+1}}{d\alpha} := \frac{p_{n+1} - p_n}{\Delta\alpha} \approx \frac{dp(\alpha_n)}{d\alpha}$$

Con lo que se obtiene la expresión:

$$p_{n+1} := p_n \left(1 - \Delta\alpha \frac{\gamma(T_{\alpha_n}) - 1}{V(\alpha_n)} \frac{dV(\alpha_n)}{d\alpha} \right) + \Delta\alpha \frac{\gamma(T_{\alpha_n}) - 1}{V(\alpha_n)} \frac{dQ(\alpha_n)}{d\alpha}$$

Gracias a esta expresión podemos obtener la presión en cualquier punto del ciclo, puesto que al conocer los datos de un punto, en nuestro caso partimos del punto 1' del que hemos calculado los datos necesarios, lo que nos permite calcular los del resto.

2.4.8.1 CRITERIO DE ESTABILIDAD

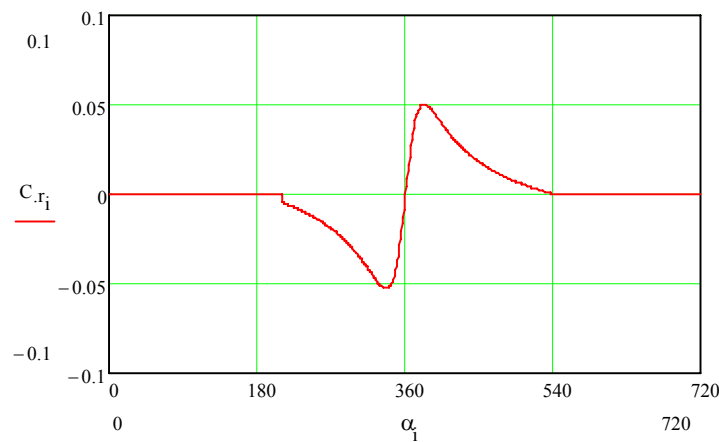
Para poder utilizar el método explícito tenemos que asegurarnos de que no existen problemas de convergencia, para lo que se tiene que cumplir que:

$$P_n \geq 0,$$

Esto se cumplirá siempre y cuando

$$\Delta\alpha \leq \frac{1}{\left(\frac{\gamma}{V}\right) \cdot \frac{dV}{d\alpha}}$$

Comprobamos que para $\Delta\alpha = 1^\circ$ es correcto al ser menor de 0,1



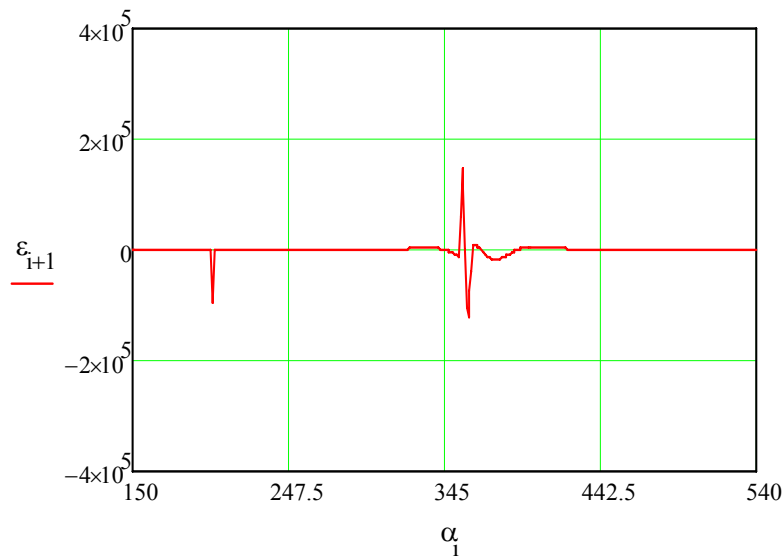
Gráfica 2.13 Evolución del criterio de estabilidad en función del ángulo del cigüeñal.

2.4.8.2 ERROR DE TRUNCAMIENTO GLOBAL

Podemos realizar un cálculo del error de truncamiento global debido al modo de estimar la derivada mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon_{i+1} := \frac{\Delta\alpha}{2} \left(\frac{P_{i+1} - P_i}{\Delta\alpha} - \frac{P_i - P_{i-1}}{\Delta\alpha} \right)$$

Como se puede comprobar en la gráfica el error cometido es aceptable es de orden muy inferior a la presión, por lo que podemos considerarlo despreciable.



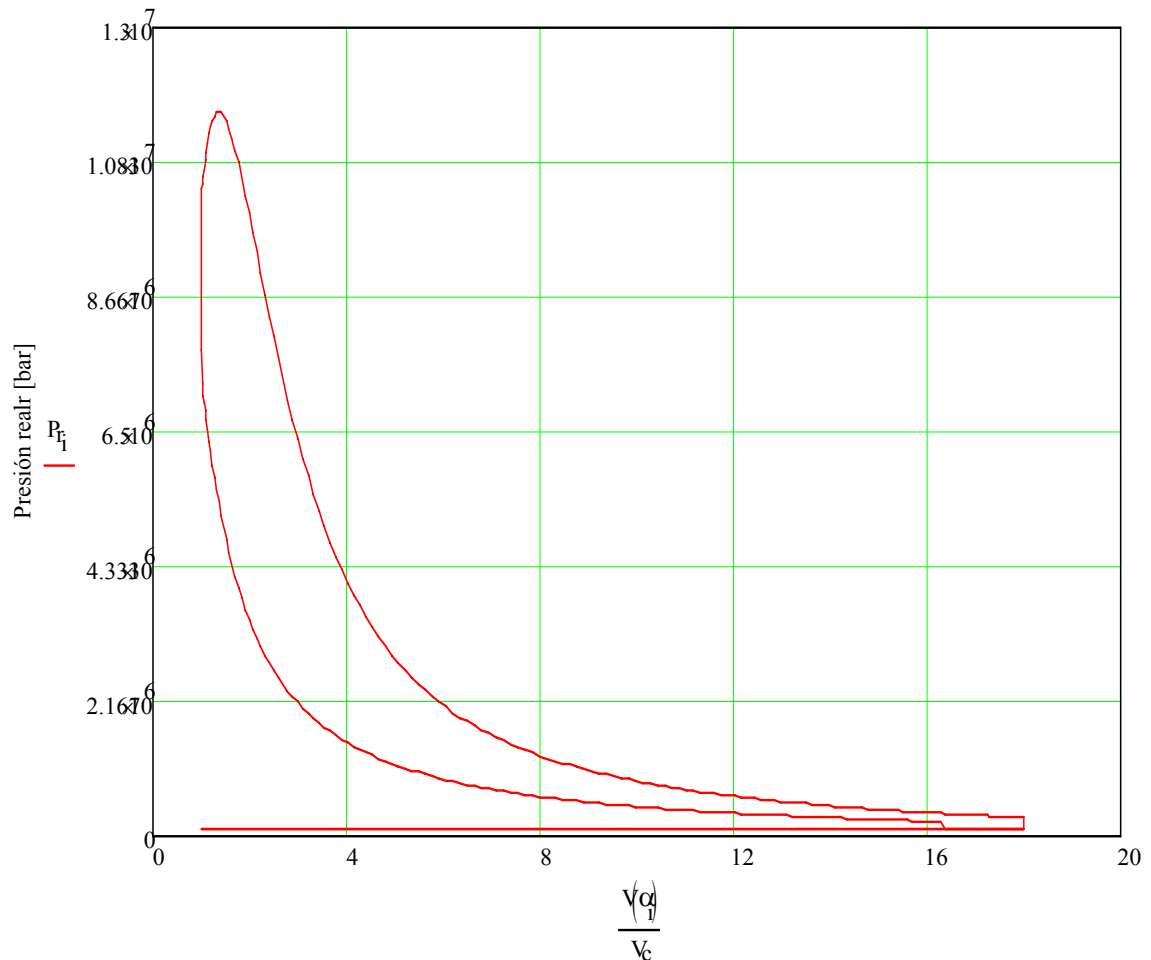
Gráfica 2.14 Evolución del error de truncamiento global

2.4.9. RESULTADOS OBTENIDOS EN LA MODELIZACIÓN DEL CICLO.

En el apartado que nos ocupa se mostraran los resultados obtenidos en la modelización del ciclo termodinámico.

DIAGRAMA P-V

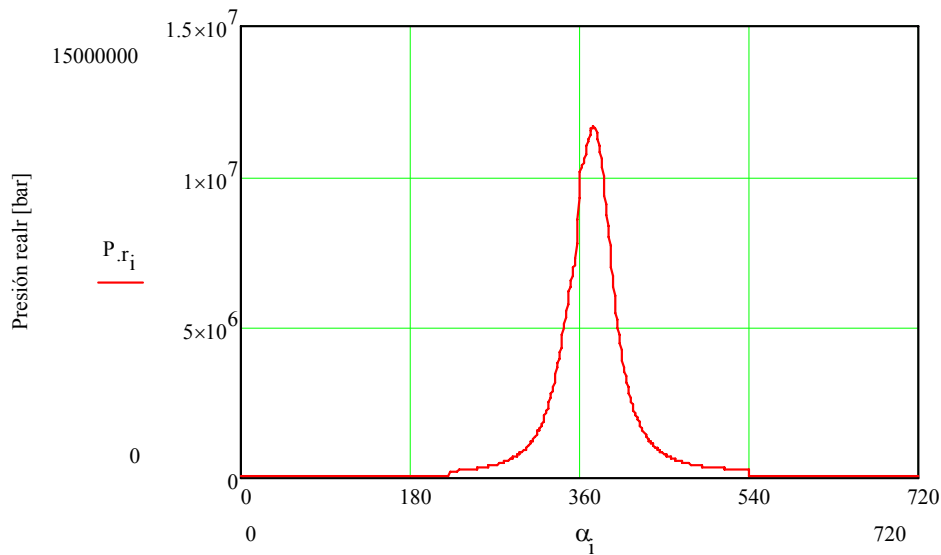
Este Diagrama es el más importante de la simulación y en el se representa la evolución de la presión en función del volumen en el interior del cilindro. Comparándolo con el ciclo representado en la figura 2.2 vemos que se asemeja bastante, por lo que se puede considerar que el resultado es correcto. El trabajo realizado por el motor en un ciclo se corresponde con el área encerrada en el bucle que forma la gráfica.



Gráfica 2.15 Evolución de la presión [Pa] en función de la relación de volúmenes.

DIAGRAMA P- α

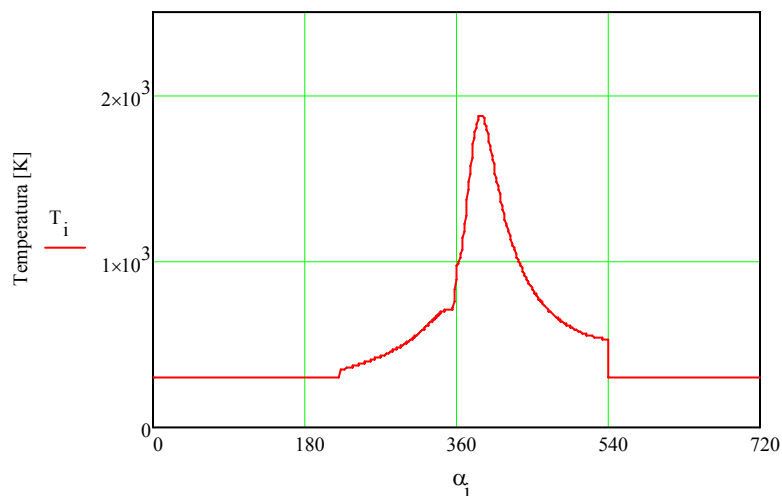
En el siguiente gráfico se representa la evolución de la presión en el interior del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal. Se puede comprobar como la presión aumenta de forma considerable en el intervalo angular que tiene lugar la compresión, llegando a su máximo en el momento de la combustión alcanzando un valor de $1,175 \cdot 10^7$ bares cuando el cigüeñal ha girado 375° , justo después del PMS, a continuación de la combustión, posteriormente la presión disminuye de nuevo pero no llega al valor del inicio debido a la presión de los gases de la combustión.



Gráfica 2.16 Evolución de la presión [Pa] en función del ángulo del cigüeñal

DIAGRAMA Ti-α

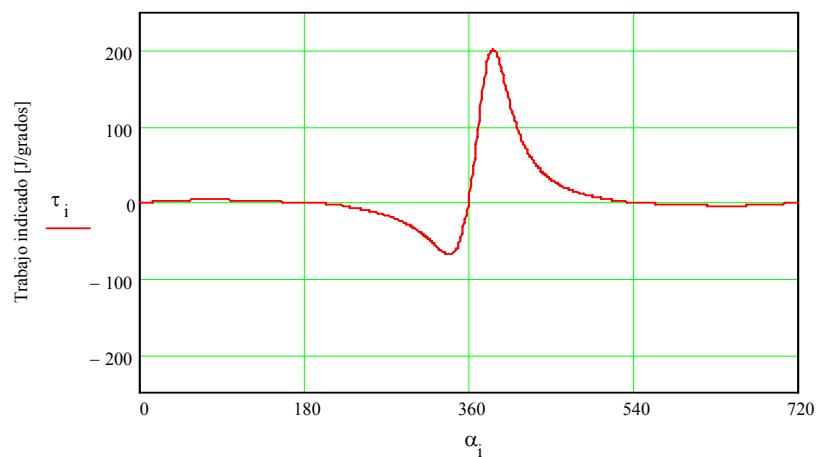
La gráfica de la temperatura en función del ángulo del cigüeñal, nos muestra como la temperatura va aumentando a medida que avanza el ángulo del cigüeñal, debido a la compresión que están sufriendo los gases del interior, alcanzando su valor máximo de $1,879 \cdot 10^3$ K en el momento de la combustión, cuando el cigüeñal ha girado 389 grados, posteriormente el valor disminuye aunque de forma contenida debido a la presencia de gases calientes en el interior del cilindro.



Gráfica 2.17 Evolución de la temperatura [K] en función del ángulo del cigüeñal

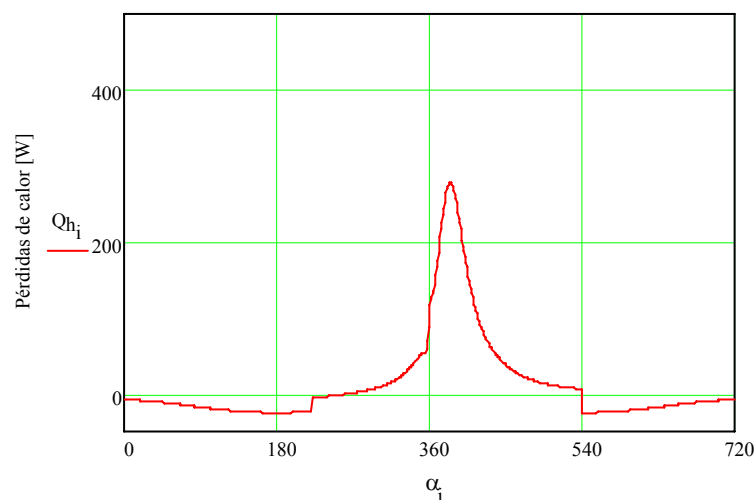
DIAGRAMA Trabajo indicado- α

En el diagrama de trabajo indicado se aprecia como el trabajo disminuye tomando valores negativos durante la fase de compresión, esto quiere decir que comprimir la mezcla de gases es un proceso que requiere trabajo, para a continuación aumentar radicalmente tomando valores positivos durante la fase de combustión y expansión, en esta fase se genera trabajo. El trabajo generado es mucho mayor que el requerido, de lo contrario el motor no generaría trabajo.



Gráfica 2.18 Evolución del trabajo indicado [J/grados] en función del ángulo del cigüeñal

DIAGRAMA Pérdidas de calor- α

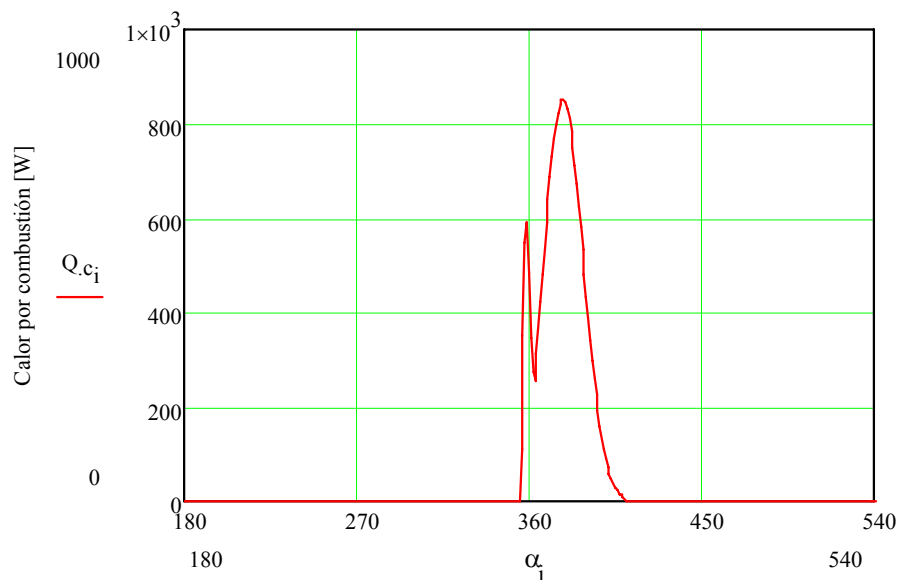


Gráfica 2.19 Pérdidas de calor a través de las paredes del cilindro [W] a lo largo del ciclo

El valor de las pérdidas de calor no es muy elevado, ya que se trata de un motor

muy grande en el que la velocidad de los gases es muy pequeña (además hemos tenido que corregir el valor del coeficiente C1 en el intervalo angular ocupado por la combustión, expansión y escape) y en el que la temperatura interior tampoco es muy elevada.

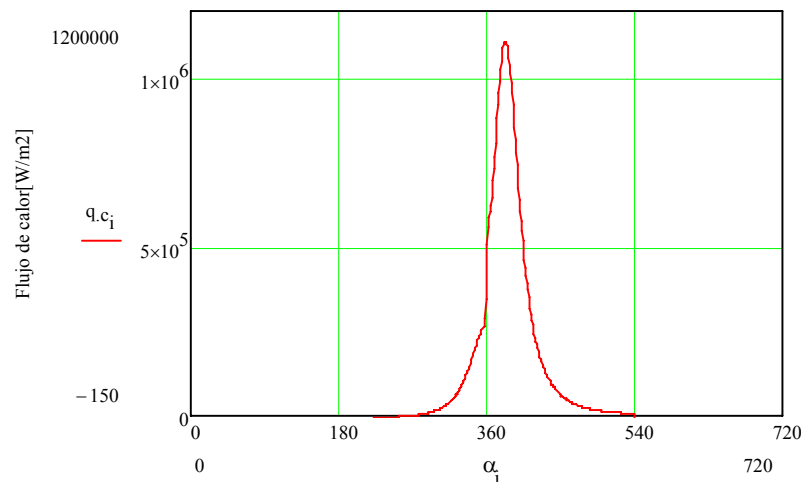
DIAGRAMA Calor por combustión- α



Gráfica 2.20 Calor generado por combustión [W] a lo largo del ciclo

Lo más significativo que podemos apreciar en esta gráfica es el calor producido en las dos fases de la combustión, en primer lugar se aprecia un pico que corresponde con el calor obtenido en la combustión de premezcla y seguidamente se produce otro aumento de calor, pero más progresivo correspondiente con el calor obtenido en la fase de combustión de difusión.

DIAGRAMA Calor evacuado, por m^2 , en función de α



Gráfica 2.21 flujo de calor [W/m^2] en función del ángulo del cigüeñal

En este diagrama podemos ver como la transferencia de calor aumenta con la compresión, puesto que la temperatura va aumentando y a mayor temperatura mayores pérdidas por transferencia, llegando al máximo durante la combustión que es el punto de mayor temperatura, para volver a disminuir de nuevo según disminuye la temperatura.

2.4.10. POSIBLES CAUSAS DE LA DIFERENCIA ENTRE REALIDAD Y MODELO

En la simulación del ciclo hay factores que no se han considerado, como por ejemplo las pérdidas por adelanto a la apertura de la válvula de escape, lo que provoca una caída en la presión al facilitar la salida de los gases de escape antes de llegar al PMI. También habría que tener en cuenta que la estanqueidad en motores reales no es perfecta.

Otra causa de diferencia es que el cálculo de la temperatura y la presión de admisión no es exacto y se trata de datos muy importantes que pueden reflejar cambios considerables en los resultados del ciclo.

Debido a la dificultad para encontrar los ángulos de la distribución de este motor, los hemos tenido que estimar utilizando datos de motores semejantes, obtenidos del libro **“ MATERIAL RODANTE TOMO I”** editado por RENFE, en el que se daba unos intervalos



angulares para este tipo de motor:

admisión abre antes 5-30° PMS	admisión cierra después 20-50° PMI	escape abre antes 30-50° PMI
escape cierra después 5-50° PMS	inyección empieza antes 5-20° PMS	inyección termina después de 0-25° PMS

Los cuales nos sirven para hacer una estimación pero no son un datos exactos.

Por otra parte también se ha tenido que ajustar el coeficiente C_1 para calcular el coeficiente de flujo convectivo de calor (h), por lo que es muy difícil valorar la precisión de este ajuste con respecto a la realidad.



3. PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA

3. PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA

3.1. INTRODUCCIÓN

El proceso de renovación de la carga consiste en la expulsión de los gases quemados, para seguidamente aspirar los gases frescos del siguiente ciclo. Este proceso empieza cuando se expulsan los primeros gases quemados, es decir, cuando la válvula de escape comienza a abrirse en el avance a la apertura del escape (AAE), estos gases empiezan a salir hacia el colector de escape debido a la alta presión que hay en el interior del cilindro y a continuación son barridos por el movimiento del pistón hacia el PMS. Los gases quemados que no llegan a ser expulsados debido a las inercias, formarán los gases residuales que se mezclan con los gases frescos en el colector de admisión al abrirse la válvula de admisión en el AAA, cuando el pistón se dirige de nuevo hacia el PMI provoca la aspiración de los gases frescos y de los gases residuales hacia el interior del cilindro, debido a la bajada de presión que produce. La válvula de escape se cierra cuando el pistón está bajando en el RCE, por lo que una pequeña parte de los gases quemados también es aspirada. La válvula de admisión se cierra cuando el pistón está de nuevo dirigiéndose hacia el PMS en el retraso al cierre de admisión (RCA), terminando en ese momento el proceso de renovación de la carga.

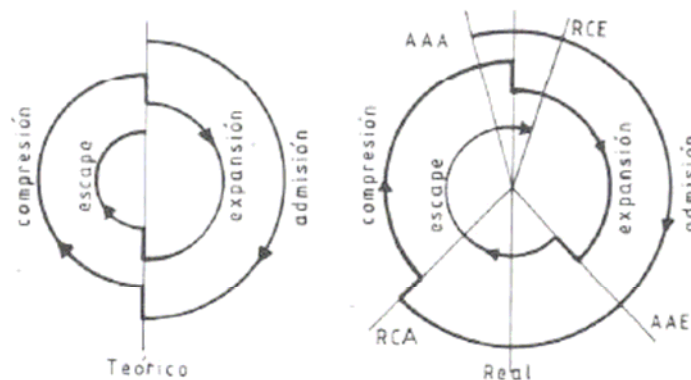


Figura 3.1. Ángulos de la distribución en motores de combustión interna (Fuente apuntes motores térmicos)

Este proceso puede identificarse en el diagrama P-V como el bucle de baja presión.



3.1 NECESIDAD DEL ANALISIS DINÁMICO DE LA RENOVACIÓN DE LA CARGA

La renovación de la carga en motores de ignición espontánea puede determinar parámetros tan importantes como la potencia, ya que esta se regula cambiando el dosado (F), puesto que se tiende a maximizar la cantidad de aire que entra en el cilindro. La importancia del dosado sobre la potencia efectiva se puede apreciar en la expresión que se utiliza para su cálculo:

$$We = \eta_e \cdot Li \cdot Ma \cdot F$$

El rendimiento volumétrico (η_v) nos permite poder evaluar la capacidad de renovación de la carga del motor.

3.2.1. Rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico se define como el cociente entre el volumen de aire que entra en el cilindro y uno de referencia que sería el que ocupara la totalidad del volumen del cilindro. Por lo tanto nos indica el volumen del cilindro que se está aprovechando en la renovación de la carga, es decir su eficiencia a la hora de realizar este proceso.

$$\eta_v = Va/Q = (Ma \cdot Rga \cdot Ta) / Pa \cdot Q$$

El rendimiento volumétrico que nos interesa es el rendimiento volumétrico de entrada, puesto que es el que nos sirve para evaluar la capacidad de llenado del motor por lo que a la hora de realizar los cálculos debemos introducir la densidad de entrada, que en el caso del motor que se estudia en este proyecto es mayor que la atmosférica al ser turboalimentado, si introducimos el valor de la densidad atmosférica estaríamos calculando el rendimiento volumétrico global.

$$\eta_{ve} = ma / (Q \cdot w / T \cdot pi) \cdot pa \cdot F$$



3.2.2. Parámetros que afectan al rendimiento volumétrico (η_v)

El rendimiento volumétrico es función de unos parámetros adimensionales, son los siguientes:

$$\eta_v = f(Re, Z, p_e/p_a, Fr, c_p a \cdot T_a/Li, c_p a \cdot T_{ref}/Li, R1, R2, \dots, Rn)$$

- Número de Reynolds.

El número de Reynolds relaciona las fuerzas dinámicas de inercia del flujo con las viscosas. Se ha comprobado experimentalmente que su influencia sobre el rendimiento volumétrico es muy pequeña. La expresión para calcular el número de Reynolds es la que aparece a continuación:

$$Re := \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

- Índice de Match.

Compara la velocidad de los gases frescos a través de las válvulas de admisión con la velocidad del sonido. Cuando se obtienen valores de 0,6 se produce un bloqueo sónico del flujo y al aumentar de revoluciones el motor baja el rendimiento volumétrico ya que no entra más aire al motor. La formula para obtener el índice de Match es la siguiente:

- Relación de presiones de admisión y escape P_e/P_a

La relación entre presiones de admisión y escape es un parámetro que afecta bastante al rendimiento volumétrico del motor, porque de ella depende la mayor o menor presencia de gases residuales en el interior del cilindro. Si es mayor a 1, significa que la presión de escape es mayor que la de admisión por lo que los gases quemados tenderán a irse hacia la admisión aumentando la cantidad de residuales y disminuyendo el rendimiento volumétrico. Si es menor de 1 la presión de admisión será mayor y se favorece el llenado, por lo que el rendimiento volumétrico será mayor

- Dosado relativo

Al aumentar el dosado relativo se aumenta la cantidad de combustible en cada ciclo, aumentando también la cantidad de energía liberada en la combustión y por tanto la temperatura, de esta forma los gases frescos del siguiente ciclo serán calentados a mayor temperatura, por transferencia de calor de los gases residuales y las paredes del cilindro.



Esto se traduce en una disminución de la densidad de los gases frescos perjudicando el llenado, debido a lo cual el rendimiento volumétrico disminuye.

- Temperatura de admisión

La temperatura en que se encuentre el aire también influye en la cantidad que puede entrar en el cilindro. Con temperatura alta el gas tiene menor densidad y cabe menos, por el contrario, si hay una temperatura más baja cabrá más aumentando así el rendimiento volumétrico.

- Temperatura del refrigerante

Si la temperatura del refrigerante es baja se consigue disminuir la temperatura de las paredes del cilindro y de la cámara de combustión, con lo cual la transferencia de calor hacia los gases frescos es menor y la densidad de estos mayor favoreciendo el llenado y por tanto aumentando el rendimiento volumétrico.

Existen más factores por los que se puede ver afectado el rendimiento volumétrico:

-Puede afectar la velocidad media de subida y bajada del pistón en el cilindro, puesto que se pueden producir ondas de presión, bloqueo sónico y efectos que veremos en el siguiente apartado.

-Otro factor importante es la sección de los conductos de admisión y del tamaño de las válvulas y del cilindro, puesto que de ello depende que el motor admita más o menos aire y, por tanto, que se produzca un mejor o peor llenado.

- El diagrama de la distribución también afecta al rendimiento volumétrico. El AAA y sobre todo el RCA afectan claramente al rendimiento volumétrico puesto que de ellos depende en parte la cantidad de aire que entra al cilindro.

-La capacidad volumétrica de un motor se puede incrementar mediante los turbos y los compresores.

3.2.3. Efectos a considerar en la modelización

Existen distintos efectos a considerar a la hora de realizar la modelización. En la siguiente gráfica se puede apreciar como afectan al rendimiento volumétrico:

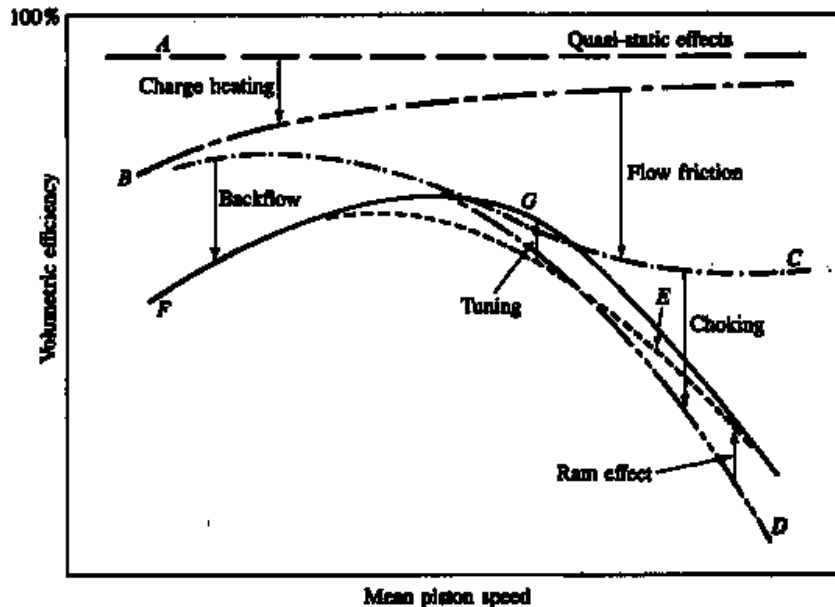


Figura 3.2. Gráfica velocidad del pistón frente a rendimiento volumétrico (Fuente apuntes PFC motores térmicos)

- Efectos cuasi-estacionarios (Quasi-static effects).

Este tipo de efectos vienen determinados por la presencia de gases residuales y el volumen ocupado por el combustible vaporizado. Como ya se comentó anteriormente la presencia de gases residuales disminuye el rendimiento

- Calentamiento de los gases frescos (Charge heating).

Ya hemos comentado que los gases residuales que permanecen en el interior del cilindro, se encuentran a altas temperaturas, así mismo las paredes del cilindro, el pistón y la cámara de combustión también están a altas temperaturas debido a la combustión. Como consecuencia de esto se produce un calentamiento de los gases frescos, lo que conlleva un aumento del volumen ocupado por los gases, ya que disminuye su densidad, siendo menor por tanto la cantidad de gases que entran en el cilindro. Cuando el motor opera a altas revoluciones este efecto es menos acusado puesto que el tiempo de exposición de los gases frescos a las altas temperaturas es menor.

- Fricciones del flujo (Flow friction).

Las fricciones de los gases a su paso por las distintas partes del motor, son inevitables provocando pérdidas de carga. A mayor velocidad el rozamiento aumenta por



lo que las pérdidas de presión son más importantes cuanto mayor es la velocidad del pistón, esto se traduce en que el rendimiento volumétrico afectado negativamente a mayor velocidad del motor

- Reflujo (Backflow).

Parte de los gases vuelven hacia el colector de admisión, ya que la válvula de admisión está abierta después de llegar al PMI de la carrera de admisión (RCA), afectando negativamente al rendimiento volumétrico. A bajas velocidades del motor más gases vuelven hacia el colector de admisión, al tener más tiempo la válvula de admisión abierta, por lo que el rendimiento volumétrico se ve más afectado. En los motores turboalimentados, como el objeto de estudio en este proyecto, los efectos del Backflow son menores al ser mayor la presión de admisión, lo que dificulta la vuelta de los gases al colector de escape.

- Ondas de presión (Tuning).

Las ondas de presión o pulsos aparecen en los colectores de admisión y escape, provocados por los cambios de presión a lo largo del ciclo. Estos pulsos recorren los colectores de admisión y escape, reflejándose hacia el interior del cilindro produciendo un aumento de presión, por lo que los efectos sobre el rendimiento volumétrico son positivos. Estos efectos dependen de la geometría y de la longitud de los colectores, pero a bajas velocidades no son apreciables, al no afectar apenas a la presión de admisión.

- Bloqueo sónico (Choking).

Cuando la velocidad del pistón es muy alta, los gases alcanzan la velocidad del sonido, provocando un bloqueo sónico que impide la entrada de más gases al interior del cilindro aunque se aumente la velocidad de giro del motor.

- Efectos del golpe de ariete (Ram effect).

Este efecto es consecuencia de la acumulación de gases frescos a la entrada del cilindro. Debido a la inercia de los gases estos tienden a seguir entrando cuando ya se ha terminado la carrera de admisión y el embolo se dirige hacia el PMS, por lo que los gases se ven frenados produciéndose una acumulación a la entrada del cilindro y la consiguiente sobrepresión. El golpe de ariete afecta positivamente al rendimiento volumétrico por lo que en algunos motores se intenta potenciar, con entradas de aire adicionales hacia el motor (Ram air), aunque solo son efectivas cuando el aire entra a velocidades muy altas (aproximadamente 180 Km/h). Además el efecto de ariete solo es apreciable a velocidades muy altas del pistón, puesto que cuando son muy bajas la poca inercia de los gases frescos no es suficiente para producir una acumulación que provoque sobrepresión.



3.2 SIMULACIÓN DEL PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA

Se pueden utilizar tres tipos distintos de simulaciones del proceso de renovación de la carga dependiendo del objetivo del análisis:

- Modelos “cuasi-estacionarios”: Es indicado para el análisis de flujos a través de restricciones como válvulas, mariposas, lumbreras, filtros.... Permite determinar las pérdidas de carga al pasar el flujo por dichos elementos. No es válido para predecir las variaciones del rendimiento volumétrico con las revoluciones del motor, no reconoce estados transitorios.

- Modelos de “llenado-vaciado” (filling & emptying): Permite simular procesos no estacionarios, ya que describe la variación temporal de presiones y temperaturas, pero no describe el campo de velocidades ni las variaciones espaciales de presión. La aproximación de las variaciones del η_v con el número de revoluciones es razonable. El modelo no es válido cuando se produce el efecto “tuning”.

- Modelos de dinámica de gases: Es el modelo mas preciso para describir el proceso de renovación de la carga, describen detalladamente el campo de velocidades y de presión en el sistema. Tienen el inconveniente de necesitar un aparato matemático y de cálculo complejo para poder realizar el diseño detallado de dimensiones y geometrías de colectores.

3.3 CÁLCULO DEL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO

Realizar el calculo del rendimiento volumétrico utilizando los modelos anteriormente descritos seria demasiado complejo por lo que se han utilizado los datos obtenidos de las curvas de potencia y consumo específico del fabricante, realizando una hipótesis acerca del dosado a plena carga con el que opera el motor.

$$P_0 := 95200 \text{ Pa} \quad T_0 := 298 \text{ K} \quad R_{gA} := 287.145 \text{ J/kg}\cdot\text{K} \quad T := 4$$

$$\pi_c := 1.8 \quad \eta_c := 0.8 \quad p_a := 95200 \text{ Pa} \quad T_a := 298$$

$$\gamma_a := 1.396 \quad c_{pA} := 1.013 \cdot 10^{-3} \text{ J/Kg}\cdot\text{K}$$

$$\alpha_i := 4.313 \cdot 10^{-3} \quad Q := 0.052$$

$$F_R := 0.069 \quad F_R := 0.8 \quad F := F_R \cdot F_c \quad F = 0.055$$



$$T_{ad} := T_a \cdot \left(1 + \frac{\pi_c^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}}}{\eta_c} \right) T_{ad} = 365.587 \text{ K} \quad \text{Temperatura a la salida del compresor (temperatura de admisión)}$$

$$p_{ad} := p_a \cdot \pi_c \quad p_{ad} = 1.714 \times 10^5 \text{ Pa} \quad \text{Presión a la salida del compresor (presión de admisión)}$$

-700 RPM

$$P_e := 389.341 \text{ Pa} \quad C_e := 238 \frac{10^{-3}}{3600} \text{ g/kW}\cdot\text{h} \quad n := 700 \text{ rpm} \quad \omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$

$$\eta_v := \frac{P_e \cdot C_e}{F \cdot Q \left(\frac{\omega}{\pi \cdot T} \right) \frac{p_{ad}}{T_{ad} \cdot R_g A}} \quad \eta_v = 0.942$$

$$m_a := \frac{(p_{ad} \cdot \eta_v)}{R_g A \cdot T_{ad}} \quad m_a = 6.63 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

-850 RPM

$$P_e := 478.34 \quad C_e := 233 \frac{10^{-3}}{3600} \text{ g/kW}\cdot\text{h} \quad n := 850 \text{ rpm} \quad \omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$

$$\eta_v := \frac{P_e \cdot C_e}{F \cdot Q \left(\frac{\omega}{\pi \cdot T} \right) \frac{p_{ad}}{T_{ad} \cdot R_g A}} \quad \eta_v = 0.933$$

$$m_a := \frac{(p_{ad} \cdot \eta_v)}{R_g A \cdot T_{ad}} \quad m_a = 6.567 \times 10^{-3} \text{ kg}$$



-1000 RPM

$$P_e := 567.41$$

$$C_e := 220 \frac{10^{-3}}{3600} \text{ g/kW}\cdot\text{h}$$

$$n := 1000 \text{ rpm}$$

$$\omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$

$$\eta_v := \frac{P_e \cdot C_e}{F \cdot Q \left(\frac{\omega}{\pi \cdot T} \right) \frac{P_{ad}}{T_{ad} \cdot R_{gA}}}$$

$$\eta_v = 0.888$$

$$m_a := \frac{(P_{ad} \cdot \eta_v)}{R_{gA} \cdot T_{ad}}$$

$$m_a = 6.567 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

-1150 RPM

$$P_e := 655.577$$

$$C_e := 208 \frac{10^{-3}}{3600}$$

$$n := 1150 \text{ rpm}$$

$$\omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$

$$\eta_v := \frac{P_e \cdot C_e}{F \cdot Q \left(\frac{\omega}{\pi \cdot T} \right) \frac{P_{ad}}{T_{ad} \cdot R_{gA}}}$$

$$\eta_v = 0.844$$

$$m_a := \frac{(P_{ad} \cdot \eta_v)}{R_{gA} \cdot T_{ad}}$$

$$m_a = 5.939 \times 10^{-3}$$

-1300 RPM

$$P_e := 745.892$$

$$C_e := 210 \frac{10^{-3}}{3600} \text{ g/kW}\cdot\text{h}$$

$$n := 1300 \text{ rpm}$$

$$\omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$



$$\eta_v := \frac{P_e \cdot C_e}{F \cdot Q \left(\frac{\omega}{\pi \cdot T} \right) \frac{P_{ad}}{T_{ad} \cdot R_g A}}$$

$$\eta_v = 0.857$$

$$\dot{m}_a := \frac{(P_{ad} \cdot q \cdot \eta_v)}{R_g A \cdot T_{ad}}$$

$$\dot{m}_a = 6.035 \times 10^{-3} \text{ kg}$$



4. TURBOALIMENTACIÓN



4. TURBOALIMENTACIÓN

4.1. INTRODUCCIÓN

Cuanto más cantidad de combustible seamos capaces de introducir en los cilindros del motor, mayor será la potencia que se podrá obtener, pero mayor será la masa de aire necesaria para quemarlo. Esto se puede conseguir sobrealimentando el motor. La carga fresca entra al cilindro a una presión mucho mayor a la presión atmosférica, y por tanto la temperatura también.

La sobrealimentación consiste en conseguir a la entrada de los cilindros del motor que el aire tenga una densidad superior a la normal de forma que para un mismo volumen de aire, la masa de ese aire es mayor, para ello se utilizan una serie de accesorios que serán diferentes según el tipo de sobrealimentador que se utilice.

Podemos distinguir:

- Compresores Volumétricos: utilizan parte del par transmitido por el motor. Los compresores volumétricos funcionan acoplados directamente al cigüeñal del motor, que transmite el giro al eje del compresor volumétrico que a su vez introduce el aire a alta presión en los cilindros del motor. La ventaja fundamental sobre los turbocompresores es que los efectos de los compresores volumétricos se aprecian incluso a regímenes bajos del motor. Su desventaja es que roban parte de la potencia del motor para poder funcionar aunque luego la devuelven con creces.

- Turbocompresores y Sistema Comprex: en ambos sistemas se aprovecha la energía de los gases de escape.

El proceso de turboalimentación, consiste en utilizar los gases de escape para mover una turbina unida solidaria a un compresor gracias a la alta entalpía de estos. Al compresor movido por la turbina, llega el aire fresco que entra por los conductos de admisión y lo comprime antes de entrar en los cilindros. De este modo, el par motor y la potencia final pueden incrementarse hasta un 35%, gracias a la acción del turbocompresor.

Este dispositivo ha sido proyectado para aumentar la eficiencia total del motor. La energía para el accionamiento del turbocompresor se extrae de la energía desperdiciada en los gases de escape del motor. Está compuesto de una rueda de turbina y eje, una rueda de compresor, un alojamiento central que sirve para sostener el conjunto rotatorio, cojinetes, un alojamiento de turbina y un alojamiento de compresor.

La rueda de turbina está situada en el alojamiento de turbina y está montada en un extremo del eje de turbina. La rueda del compresor está situada en el alojamiento del compresor y está montada en el extremo opuesto del eje de la rueda de turbina para formar un conjunto integral rotatorio.

El conjunto rotatorio se compone de una rueda de turbina y eje formando conjunto, un aro de pistón, un espaciador de empuje, rueda de compresor y tuerca de retención de



rueda. El conjunto rotatorio se apoya sobre dos cojinetes lubricados a presión mantenidos en el alojamiento central por aros de resorte. Conductos internos de aceite están perforados en el alojamiento central para proveer lubricación a los cojinetes de eje de rueda de turbina, la arandela de empuje, collarín de empuje y espaciador de empuje.

El alojamiento de la turbina es una pieza de fundición de aleación resistente a altas temperaturas que aloja la rueda de turbina y proporciona una entrada embridada para el gas de escape del motor y una salida axialmente situada. El alojamiento de turbina está empernado al extremo de turbina del alojamiento central, proporcionando así un conjunto compacto y libre de vibraciones.

El alojamiento de compresor que aloja la rueda de este provee una entrada de aire atmosférico y una salida para el aire comprimido. El alojamiento de compresor está sujeto por abrazaderas al extremo de compresor del alojamiento central.

Un turbocompresor puede girar a velocidades de 120.000 RPM. En algunas unidades de alto rendimiento.

En términos generales existen dos tipos de turbocompresor: el de impulso y el de presión constante. Cada uno tiene sus propias características de funcionamiento y, sin embargo, ambos actúan de la misma forma básica.

El turbocompresor está montado en la brida de salida de escape del colector de escape del motor.

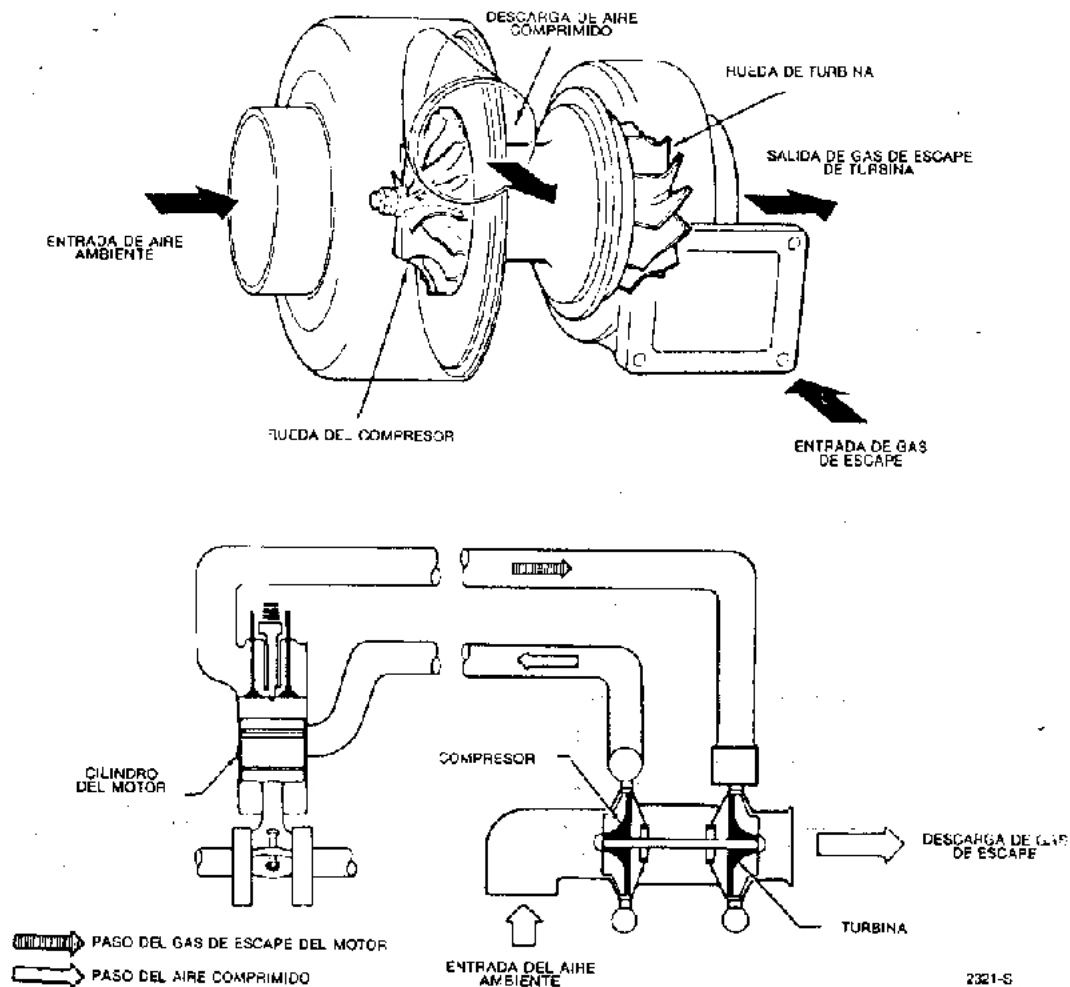


Figura 4.1 Esquema de funcionamiento de un turbocompresor (Fuente <http://www.monografias.com/trabajos6/turbo/turbo.shtml>)

Durante el funcionamiento, el turbocompresor responde a las exigencias de carga del motor reaccionando al flujo de los gases de escape del motor. Al ir aumentando el régimen de giro del motor aumenta el flujo de los gases de escape y el rendimiento del conjunto rotatorio proporcionalmente mandando mas aire al motor.

Algunos motores están dotados de Intercambiadores de calor para reducir la temperatura de descarga del aire del turbocompresor antes de su entrada en el motor, de esta forma se logra una mayor densidad del aire y por lo tanto aumenta la cantidad de masa que entra consiguiendo de esta forma un mayor rendimiento

El turbocompresor tipo impulso, necesita un colector de escape especialmente diseñado para llevar impulsos de escape de alta energía a la turbina del turbocompresor. Este diseño, con sus bifurcaciones individuales, evita la interferencia entre las descargas



de gas de escape procedentes de los distintos cilindros del motor, produciéndose de este modo una corriente de impulso de alta velocidad, que no se consigue con otros diseños.

En algunas aplicaciones, la carcasa de la turbina se divide en dos zonas (impulso dividido), consiguiéndose con ello una mejor ayuda para cebar el conjunto de rotación, al inicio de ésta. El diseño presenta dos cámaras en espiral, en vez de una. El término "cámara en espiral" viene dado por la forma en espiral de la carcasa de la turbina, la cual disminuye en volumen hacia el centro, como la concha de un caracol.

Cada cámara recibe la mitad de la corriente de escape del motor, por ejemplo, en un motor de cuatro cilindros, los dos delanteros vierten el gas de escape en la cámara primera, mientras que los otros dos lo hacen en la segunda.

Con el tipo de turbocompresor de presión constante, el gas de escape de todos los cilindros fluye al interior de un colector común, donde desaparecen los impulsos, dando lugar a una entrada del gas en la turbina a una presión constante.

En ambos tipos de turbocompresor, el gas de escape entra en la turbina formando un anillo en espiral (toroide), lo que produce una aceleración radial a una presión reducida y velocidad incrementada sobre las paletas de la turbina, las cuales están especialmente diseñadas, de tal forma que se aproveche la fuerza del gas para la impulsión de la turbina, su eje y la rueda del compresor unida a él.

El conjunto del compresor es de diseño y construcción similar, tanto en el turbocompresor de impulso, como en el de presión constante.

El compresor consta de una rueda y una carcasa, que lleva incorporada una única espiral o difusor. El aire entra en la cámara del compresor (aspirado por el giro del mismo) entre las paletas de la rueda, y es expulsado por efecto de la fuerza centrífuga, al interior de la espiral durante la rotación de la rueda. En este momento la velocidad del aire disminuye y se produce el correspondiente incremento de la presión. A medida que el aire asciende alrededor de la espiral, se va reduciendo su velocidad y la presión aumenta en función del diámetro de la sección transversal de la cámara.

En resumen, el turbocompresor tipo impulso presenta una rápida excitación del conjunto giratorio, debido a la rápida sucesión de impulsos de gas de escape sobre el conjunto de la turbina. Se usa principalmente en aplicaciones automotrices, cuando es importante la respuesta en aceleración.

Los turbocompresores de presión constante son utilizados principalmente en grandes motores Diesel, en máquinas excavadoras y en aplicaciones marinas, donde la respuesta de aceleración no es tan crítica.

Para motores alimentados con carburador, según donde se coloque el sistema de sobrealimentación se pueden distinguir dos casos:

- Carburador soplado: el carburador se sitúa entre el compresor y el colector de admisión. De esta forma el aire que entra en el compresor es aire limpio directamente del exterior.
 - Carburador aspirado: el carburador se monta antes del compresor por lo que en este caso lo que se comprime es una mezcla de aire y gasolina.
- Este último sistema fue el más utilizado en las primeras aplicaciones de la

sobrealimentación, por su sencillez y porque proporcionaba una mezcla de aire- gasolina de temperatura más baja que el sistema soplado. Sin embargo actualmente se utiliza más el sistema de carburador soplado ya que este sistema permite la utilización de un intercambiador de calor o intercooler. Para motores diesel o motores de gasolina alimentados por inyección esta clasificación no tiene sentido ya que los inyectores de combustible se colocan siempre después del sistema de sobrealimentación.

El motor objeto de este proyecto está sobrealimentado, mediante dos turbocompresores BBC VTR 200 .



Figura 4.2 y Figura 4.3. Turbocompresor BBC VTR 200 (Fuente buy.ecplaza.net/search/1s1nf20sell/turbo_charger_vtr.html - 67k -)

cuyas características son:

Régimen máximo: 26000 rpm.

T. máxima :600 °

Y un rendimiento de 0,8.

esta dotado de un posenfriador para aumentar la densidad del aire de admisión.

4.2. ESQUEMA BÁSICO DE LA INSTALACIÓN

A continuación podemos ver el esquema básico que sigue un motor turboalimentado

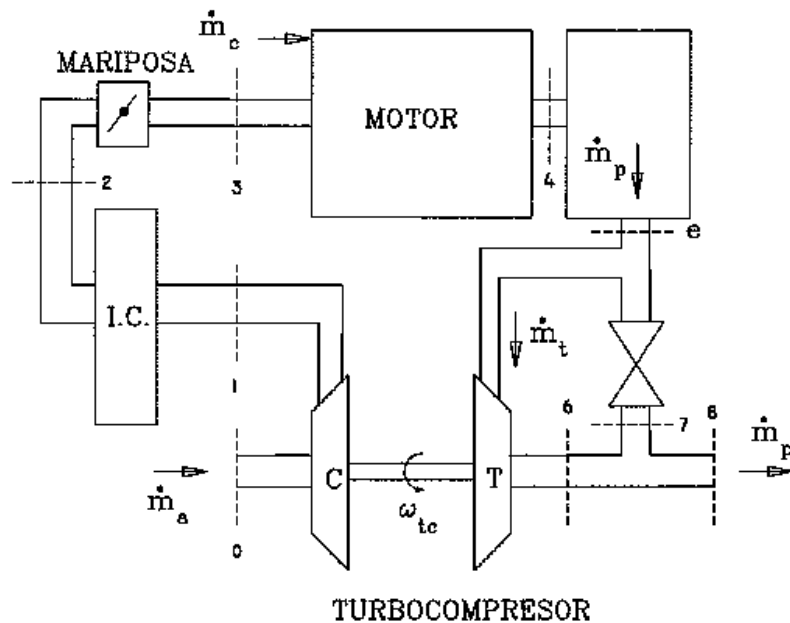


Figura 4.4 Esquema sistema turbocompresor (Fuente apuntes PFC motores térmicos)

El aire fresco a temperatura y presión atmosférica entra en el punto 0 para encontrarse a continuación con el compresor, en el cual se incrementa la presión del aire y consecuentemente su temperatura, llega al punto 1 por tanto con presión y temperatura mayores a la atmosférica, como solo interesa aumentar su presión (puesto que el aumento de temperatura como ya hemos visto disminuye el rendimiento) a masa de aire pasa por un intercambiador de calor que rebaja su temperatura en torno a 40° llegando al punto 2 en esas condiciones. El siguiente paso es inyectar el combustible, puede ser antes de entrar en el motor (inyección indirecta), o una vez dentro del motor (inyección directa). En el interior del motor se completan los 4 tiempos (admisión, compresión, combustión y escape) y los gases quemados salen por el colector de escape para pasar por la turbina y moverla junto al compresor, al pasar la turbina se llega al punto 6 y posteriormente estos gases se expulsan a la atmósfera (punto 8), en caso de que la masa de gases quemados sea demasiada para los requerimientos del motor en ese momento, una parte de estos no pasa por la turbina, sino a través de una válvula, llamada válvula de descarga o "waste gate", y se expulsan a la atmósfera (punto 8) tras pasar por el punto 7. En los motores con turbina de geometría variable los gases quemados sobrantes si pasan por la turbina, pero esta inclina sus alabes para que pasen sin alterar el movimiento de la turbina.



4.3. CÁLCULOS

Para realizar el procedimiento de calculo de la mejor forma posible se divide la instalación en partes, definiendo unas ecuaciones para cada parte del grupo turbocompresor.

$$P_0 := 95200 \text{ Pa} \quad T_0 := 298 \text{ K} \quad R_{gA} := 287.145 \text{ J/Kg}\cdot\text{K} \quad T := 4 \quad \text{presión de admisión, temperatura de admisión, Rg del aire y n° de tiempos del motor}$$

$$\pi_c := 1.8 \quad \eta_c := 0.8 \quad p_a := 95200 \text{ Pa} \quad T_a := 298 \text{ K}$$

$$\gamma_a := 1.396 \quad c_{pA} := 1.013 \cdot 10^{-3} \text{ J/Kg}\cdot\text{K}$$

$$T_{ad} := T_a \cdot \left(1 + \frac{\pi_c^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1}{\eta_c} \right) \quad T_{ad} = 365.587 \quad \text{Temperatura a la salida del compresor (temperatura de admisión)}$$

$$p_{ad} := p_a \cdot \pi_c \quad p_{ad} = 1.714 \times 10^5 \quad \text{Presión a la salida del compresor (presión de admisión)}$$

$$p_e = 1.733 \times 10^5$$

$$n := 1300$$

$$Q := 4.313 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\eta_{ve} := \frac{\text{maire} \cdot n}{30 \cdot T} \cdot \frac{R_{gA} \cdot T_0}{p_a \cdot Q} \quad \eta_{ve} = 1.328$$

$$Q := 0.052 \text{ m}^3 \quad F_e := 0.069 \quad F_R := 0.8 \quad F := F_R \cdot F_e \quad F = 0.055 \quad \text{Cilindrada unitaria, total y Dosados}$$

4.3.1. COMPRESOR

Se trata de un compresor centrifugo de un único escalón. Para la resolución de esta parte, tenemos las siguientes ecuaciones:

$$\eta_c := \frac{\pi_c^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1}{\frac{T_1}{T_0} - 1} \quad \eta_c = 0.8$$



$$W_c := m_a \frac{c_p A \cdot T_0}{\eta_c} \left(\pi_c^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right)$$

$$\dot{m}_a := Q \frac{n}{T \cdot 30} \frac{P_1}{R_{gA} \cdot T_1} \cdot \eta_{ve}$$

Tenemos una serie de datos conocidos, necesarios para poder resolver estas ecuaciones, que son los siguientes:

Presión atmosférica (P_0):
 Temperatura ambiente (T_0):
 Velocidad de giro del motor (n)
 Relación de calores específicos del aire a T_0 (γ_a)
 Calor específico a presión constante y T_0 .
 Constante universal de los gases por unidad de masa (R_{gf}).
 Rendimiento volumétrico (η_{ve}).
 Cilindrada total (Q).
 Rendimiento del compresor (η_c)

$$P_1 := P_{ad}$$

$$P_1 = 1.714 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_1 := T_{ad}$$

$$T_1 = 365.587 \text{ K}$$

$$n = 1.3 \times 10^3$$

4.3.2. MOTOR Y COLECTOR DE ESCAPE

$$P_4 := P_0$$

$$\pi_t := \frac{P_e}{P_4}$$

$$\eta_t := \frac{1 - \frac{T_4}{T_e}}{1 - \frac{1 - \gamma_e}{\gamma_e} \pi_t}$$

$$W_t := m_p \cdot V \cdot c_{pe} \cdot T_e \cdot \eta_t \left(1 - \pi_t^{\frac{1 - \gamma_e}{\gamma_e}} \right)$$

$$T_e := T_1 + \frac{F \cdot L_i}{c_{pe} \cdot (1 + F)} \left[(1 - \eta_e) - (1 - \eta_{comb}) - \frac{Q_r}{L_i \cdot m_c} \right]$$

$$P_e := 0.9 \cdot P_1$$

$$m_p := m_a + m_c$$



4.3.3. TURBINA

$$P_4 := P_0$$

$$\pi_t := \frac{P_e}{P_4}$$

$$\eta_t := \frac{1 - \frac{T_4}{T_e}}{1 - \pi_t^{\frac{1-\gamma_e}{\gamma_e}}}$$

$$W_t := m_p \cdot V \cdot c_{p_e} \cdot T_e \cdot \eta_t \cdot \left(1 - \pi_t^{\frac{1-\gamma_e}{\gamma_e}} \right)$$

4.3.4. EQUILIBRIO DEL GRUPO TURBOCOMPRESOR

$$W_c := W_t \cdot \eta_{mtc}$$

-SOLUCIÓN DEL SISTEMA DE ECUACIONES

Find($P_1, T_1, P_4, T_4, P_e, T_e, m_a, m_c, m_p, W_c, W_t, V, \pi_t$) =

	0
0	$1.714 \cdot 10^5$
1	365.587
2	$9.52 \cdot 10^4$
3	850
4	$1.542 \cdot 10^5$
5	$1.253 \cdot 10^3$
6	1.221
7	0.05
8	1.271
9	$4.564 \cdot 10^5$
10	$5.072 \cdot 10^5$
11	0.8
12	1.62



4.4. REGULACIÓN DE LA SOBREALIMENTACIÓN

La regulación de la sobrealimentación, se realiza mediante una válvula de waste gate, cuya apertura determina la fracción másica de gases de escape (v) que pasan por la turbina, si esta válvula se encuentra totalmente cerrada, la totalidad de los gases de escape pasan por la turbina y se aprovecha la energía de estos para mover el conjunto turbina-compresor y aumentar la presión de admisión, a medida que esta válvula se abre disminuye la fracción másica de gases de escape (v) que pasan por la turbina y por tanto se aumentará en menor medida presión de admisión. Esto dependerá de la presión necesaria a la salida del compresor, ya que dependiendo del régimen de giro y de la carga será necesaria mayor o menor presión en el interior del cilindro



5. REQUERIMIENTOS DEL COMBUSTIBLE



5. REQUERIMIENTOS DEL COMBUSTIBLE

5.1. INTRODUCCIÓN

En los motores de ignición espontánea el sistema de inyección condiciona fuertemente su funcionamiento, pues la presión de inyección es determinante en este tipo de motores. Hay que distinguir entre motores con inyección directa y motores con precámara, puesto que en los motores de inyección directa es necesario una mayor presión de inyección, debido a las altas presiones que existen en la cámara de combustión en el momento de inyectar el combustible.

El motor estudiado en este proyecto es de inyección directa y no consta de precámara, la inyección se realiza directamente en el interior del cilindro. En este tipo de motores el sistema de inyección debe cumplir unos requisitos fundamentales, a continuación se describe el sistema de suministro de combustible.

5.1.1. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE

El suministro de combustible se garantiza mediante una bomba de inyección de alta presión.

Se tiene un inyector mecánico por cada cilindro, doce en total, ya que se trata de un motor de inyección directa, que se encargan de pulverizar el combustible a altas presiones en el interior del cilindro.

El sistema consta también de un filtro de combustible con indicador de servicio, para evitar la entrada de impurezas a los inyectores y al motor, así como un grupo separador de agua y combustible, para garantizar la pureza del combustible.

La conexión de la bomba a los puntos de suministro y de retorno se realiza mediante tuberías flexibles, resistentes a altas presiones.

5.2. CONTROL DE COMBUSTIBLE EN MOTORES DIESEL

En los siguientes apartados, veremos como afectan los diferentes parámetros relacionados con el suministro de combustible en el interior de un motor diesel de inyección directa, a las actuaciones del motor en distintas situaciones de funcionamiento.



5.2.1. AVANCE A LA INYECCIÓN (AI)

Una vez que se inyecta el combustible en el cilindro del motor, el combustible necesita un cierto tiempo para poder formar con el aire una mezcla capaz de inflamarse, por lo que es necesario avanzar el momento de la inyección (avance a la inyección) para que la combustión se produzca en el punto deseado, a esto se le llama retardo del encendido. El retardo del encendido depende de la tendencia a inflamarse del combustible, de la relación de compresión, de la temperatura del aire, del grado de pulverización del combustible y de la formación de la mezcla. El retardo del encendido se nota sobre todo a alto nº de r.p.m. pues la inflamación del combustible no tiene lugar ya en el momento oportuno, referido a la posición de los pistones del motor. Un pequeño retraso provoca un funcionamiento ruidoso del motor, además provoca una mayor generación de humos de escape y pérdida de potencia del motor. A fin de evitar estos problemas, el momento de la inyección ha de adelantarse cuando se incrementa el nº de r.p.m. del motor.

En los motores Diesel como no hay salto de chispa, el inicio de la combustión se produce cuando inyectamos el combustible en el cilindro del motor, por lo tanto, será la bomba de inyección la que controlara el inicio de la inyección

Durante la fase de alimentación de la bomba de inyección, la apertura del inyector se produce mediante una onda de presión que se propaga a la velocidad del sonido por la tubería de inyección. El tiempo invertido en ello es independiente del régimen, sin embargo, el ángulo descrito por el cigüeñal entre el comienzo de la alimentación y de la inyección aumenta con el régimen. Esto obliga, por tanto, a introducir una corrección adelantando el comienzo de la alimentación. El tiempo de la propagación de la onda de presión la determinan las dimensiones de la tubería de inyección y la velocidad del sonido que es de aprox. 1500 m/seg. en el gasoleo.

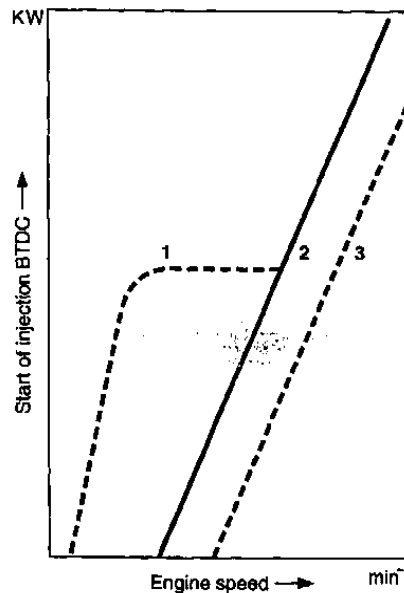


Figura 5.1. Avance a la inyección en función de la velocidad del motor (Fuente apuntes PFC motores térmicos)

En el gráfico podemos ver 3 curvas distintas, que se corresponden con:

1. Arranque en frío
2. Plena carga
3. Carga parcial

5.2.2. DURACIÓN DE LA INYECCIÓN A PLENA CARGA

La duración de la inyección la determina fundamentalmente el tipo de inyección del motor, si el motor es de inyección directa la duración en ángulos será de entre 25 y 35° aproximadamente y si por el contrario es de precámara o inyección indirecta la inyección necesita una duración de entre 35 y 40°, en motores cuya presión de inyección es mayor está se realiza de forma más rápida que motores con presiones de inyección baja.

En las siguientes gráficas se puede observar la influencia de la duración de la inyección sobre el C_e y la contaminación.

Fig. 5: Fuel consumption and toxic emissions as a function of spray duration and start of injection (supercharged prechamber engine, engine speed 1800 min^{-1} , mean pressure 4.11 bar)
 α_i Start of injection in $^\circ\text{cks}$ before TDC.

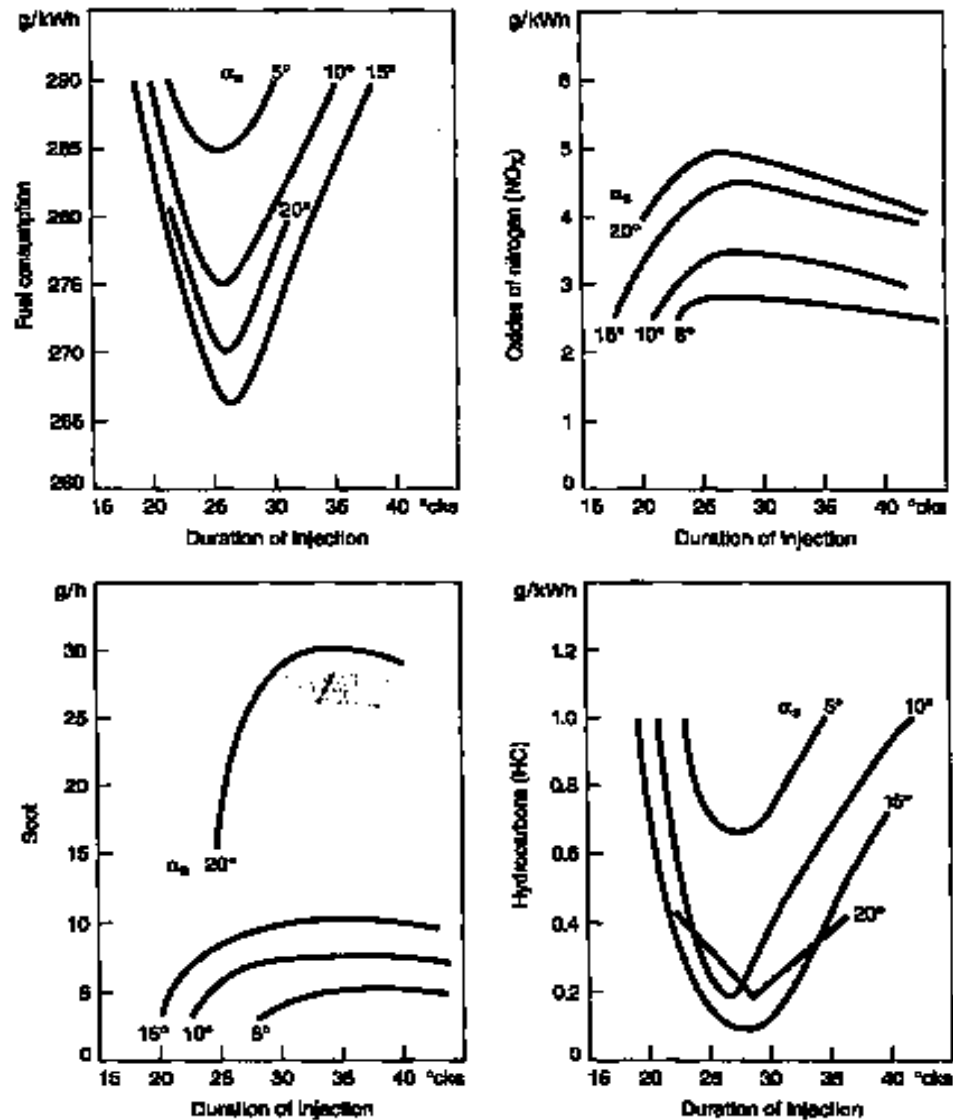


Figura 5.2 Gráficas Influencia de la duración de la inyección sobre el Ce, óxidos de Nitrógeno, partículas de hollín, Hidrocarburos inhumados (Fuente apuntes PFC motores térmicos)

En la gráfica correspondiente al consumo específico se puede apreciar que los mejores consumos se obtienen en torno a 27° de duración, tanto para valores más bajos como más altos el consumo específico se dispara.



Desde el punto de vista de la contaminación se observa que la emisión de hidrocarburos inquemados HC al igual que con el consumo, tienen su valor más bajo en torno a los 27° de duración y se eleva considerablemente para valores más altos o más bajos. Por el contrario las emisiones de óxidos de nitrógeno suelen tener el valor más alto en torno a una duración de la inyección de 27° y disminuye para valores más altos o más bajos. Las emisiones de hollín (partículas de carbonilla) aumentan cuanto mayor es la duración de la inyección y empiezan a disminuir a partir de unos 33° de duración.

Otro dato a tener en cuenta es el punto de comienzo de la inyección, los menores valores de consumo y emisiones de HC se obtienen para un α_s de unos 15°, empeora un poco para 20° pero los valores más altos se dan por debajo de 15°. Por el contrario las emisiones de NOx y de hollín son mayores cuanto más lo es el valor de α_s .

Si analizamos esto se puede comprobar que los motores de inyección directa tienen mejor consumo específico y menores emisiones, excepto en el caso de los NOx, que los motores de inyección indirecta (precámara). En el motor estudiado en este proyecto el valor de duración de la inyección ($\Delta\alpha_i$) se muestra más abajo (se trata de un motor de inyección directa), que según hemos comprobado en las gráficas es bastante favorable para obtener un consumo específico bajo y pocas emisiones de HC.

$$\Delta\alpha_i := 25.71 \cdot F_R + 14.429$$

$$\Delta\alpha_i = 34.997$$

5.2.3. RECIRCULACIÓN DE LOS GASES DE ESCAPE

La recirculación de gases de escape, ha sido investigada intensivamente en años recientes, especialmente como un medio de cumplir con los próximos estándares de emisiones, es un proceso que consiste en recircular una parte de los gases de escape hacia el interior de la cámara de combustión en motores de ciclo diesel, y tiene como finalidad la reducción de óxidos de Nitrógeno, Reduce la formación de NOx en la cámara de combustión al mezclar el aire con masa inerte (gas de escape recirculado), lo cual reduce las temperaturas máximas de llama cuando se inyecta combustible (opera en mezcla pobre), por el contrario no ocurre lo mismo con las emisiones de CO y HC inquemados. Estudios de laboratorios han demostrado que la EGR puede reducir el NOx en 40-50 % en potencia nominal, con un impacto mínimo sobre la potencia del motor. Estas reducciones dependen de la cantidad de gases de escape a recircular, de la velocidad y carga del motor, pero si se recircula una gran cantidad de gases de escape se produce una reducción de la potencia del motor.

El inconveniente de esta técnica es que se produce un aumento de las emisiones de CO y a partir de una cantidad (aproximadamente el 20%) de gases de escapes recirculados, también del consumo específico, de HC y hollín, por lo que solo se puede recircular una cantidad limitada de gases de escape. A continuación se muestran unas gráficas donde se puede apreciar la influencia de la cantidad de gases de escape

recirculados frente al consumo de combustible y las emisiones contaminantes:

- **Recirculación de gases de escape:**

- Reducción de la concentración de NO_x.
- Limitaciones: concentración de CO, HC y humos. Aumento de Ce.

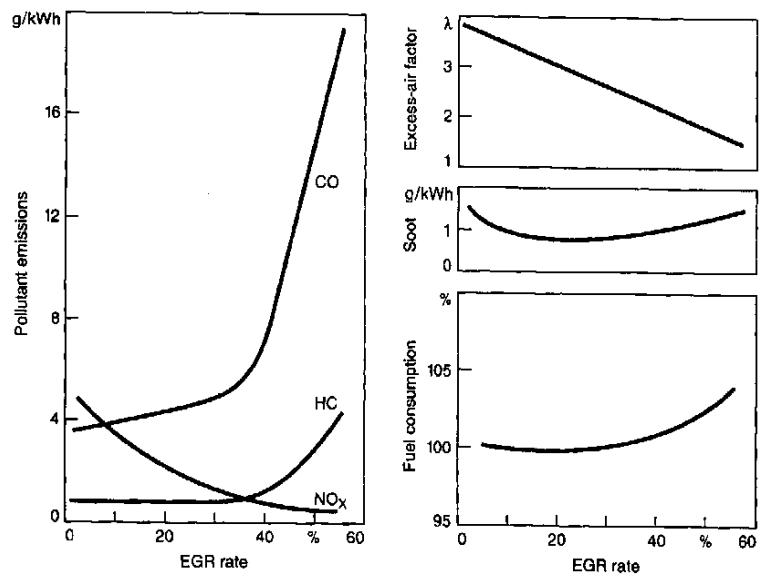


Figura 5.3. Gráficas de recirculación de gases de escape frente a emisiones contaminantes (Fuente apuntes PFC motores térmicos).

Por otra parte la recirculación de gases de escape conlleva una reducción de la potencia del motor, por lo que la única ventaja que tiene es la reducción de emisiones contaminantes.

5.2.4. CONTROLADORES DE CANTIDAD DE COMBUSTIBLE (GOVERNORS)

En los motores de ciclo Diesel, suelen existir unos dispositivos llamados governors, que controlan la cantidad de combustible suministrada en el interior del cilindro, pero no interfieren en el funcionamiento del acelerador, su función es lograr una mayor efectividad del motor.

Existen varios tipos de controladores, según el tipo de control que realicen:

- Control de sobrevelocidad.

La función de este tipo de controladores, es evitar que se inyecte combustible en el motor cuando se llega a un régimen de giro muy elevado, evitando así grandes esfuerzos del motor y posibles daños de sus componentes.

- Control de régimen al ralentí.

Regulan la cantidad de combustible que se inyecta cuando el motor se encuentra funcionando al régimen de ralentí, para que este se produzca de forma estable, o por ejemplo cuando el motor se encuentra frío aumentando ligeramente la cantidad de combustible inyectada al ralentí.

- Control de par.

Cuando se produce una gran aceleración en el motor, este tipo de controlador regula la cantidad de combustible inyectado atendiendo a la demanda de par.

A continuación se muestran unas gráficas de los controladores de cantidad de combustible de distintos tipos.

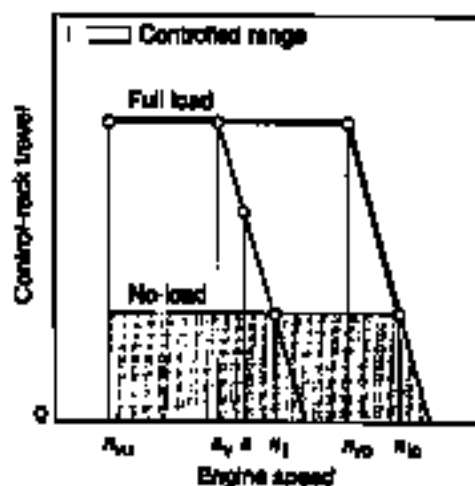


Figura 5.4. Gráfica controlador de cantidad de combustible, control por sobrevelocidad (Fuente apuntes PFC motores térmicos).

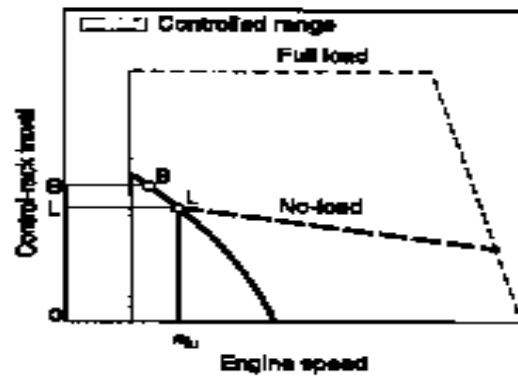


Figura 5.5. Gráfica controlador de cantidad de combustible, control de régimen al ralentí (Fuente apuntes PFC motores térmicos).

Fuel requirement and fuel delivery characteristics with torque control
a) Engine fuel requirement, b) Full-load delivery without torque control, c) Full-load delivery with torque control.

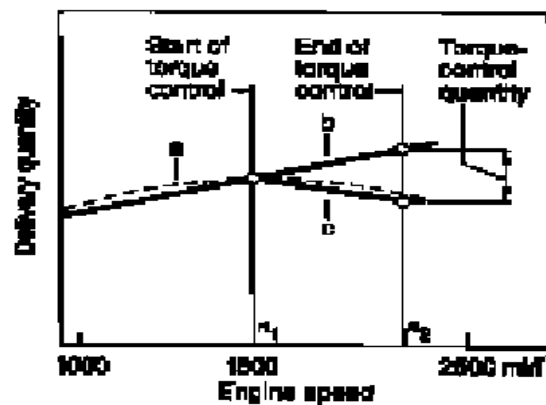


Figura 5.6 Gráfica controlador de cantidad de combustible por control del par (Fuente apuntes PFC motores térmicos).

En estos gráficos se puede apreciar una disminución de la cantidad de combustible inyectado, al sobrepasar el régimen de ralentí y al llegar a regímenes de giro muy elevado.

El tipo de controlador que equipa el motor estudiado en este proyecto es un Regulador 3161, situado en el lado derecho del motor, con control de la relación de aire a



combustible, por control mecánico de la velocidad, sin control del par motor. Los solenoides de entrada del acelerador de la locomotora convierten las señales del control de retención a posición del acelerador. Posee además un accionador neumático del eje de entrada del acelerador del regulador.

5.2.5. MÁXIMO DOSADO GLOBAL A PLENA CARGA

El dosado global (F) representa la relación existente entre la cantidad de masa de aire y la de combustible. Dicho esto y sabiendo que en los motores de ciclo diesel, se tiende a maximizar la cantidad de aire introducido en el cilindro, tenemos que el dosado global determina la cantidad de aire que se inyecta en el cilindro.

Como ya sabemos el dosado global viene determinado por el dosado estequiométrico (F_e) y por el dosado relativo (F_R), por lo que para obtener una buena combustión evitando hidrocarburos inquemados y mezclas excesivamente pobres, pondremos como límites, de 0,45 a 0,8 para el dosado relativo y 0,2 para el dosado relativo mínimo.

$$F = F_R \cdot F_e$$

$$F_R = 0,2 \text{ a } 0,8$$

Para realizar los cálculos durante la modelización se ha utilizado un dosado relativo de 0,8.



6. EVALUACIÓN DE LAS PÉRDIDAS MECÁNICAS



6. EVALUACIÓN DE LAS PÉRDIDAS MECÁNICAS

6.1. COMPONENTES DE LAS PÉRDIDAS MECÁNICAS

Parte del trabajo que se obtiene en los cilindros de los motores alternativos de ignición espontánea, trabajo efectivo (W_e), se desaprovecha debido a las pérdidas mecánicas en distintos mecanismos del motor, por lo que el trabajo útil que al final se obtiene del motor, trabajo indicado (W_i), es menor que el producido en el interior del cilindro.

Entre las pérdidas mecánicas se pueden distinguir las siguientes:

- **Pérdidas debidas al trabajo de bombeo (pumping Work).** Las pérdidas debidas al trabajo de bombeo son debidas al trabajo que se emplea en proceso de renovación de la carga, puesto que tanto para aspirar como para expulsar los gases de escape se necesita emplear parte del trabajo obtenido. Podemos identificarlo en el diagrama P-V como el área encerrada en el bucle de baja presión
- **Pérdidas debidas a la fricción (Rubbing friction Work).** Estas pérdidas son debidas al rozamiento que surge entre las partes móviles del motor, puesto que a pesar del lubricante se produce fricción durante el movimiento. Aparece sobre todo en elementos como los pistones, cigüeñal, cojinetes, bielas, árbol de levas y válvulas. La fricción produce calor y desgaste de las piezas.
- **Pérdidas por accionamiento de elementos auxiliares (Accessory Work).** Los mecanismos auxiliares del motor, como el sistema de inyección, el sistema de lubricación (sobre todo la bomba), el sistema de refrigeración o el aire acondicionado, también provocan pérdidas ya que necesitan parte del trabajo para su funcionamiento.

En el gráfico que se muestra a continuación se pueden apreciar las pérdidas mecánicas en un motor de ignición espontánea (CI) y en un motor de ignición forzada (SI) debidas al trabajo de bombeo, a la fricción entre pistón y biela, a los elementos auxiliares, a la bomba de inyección y a la culata.

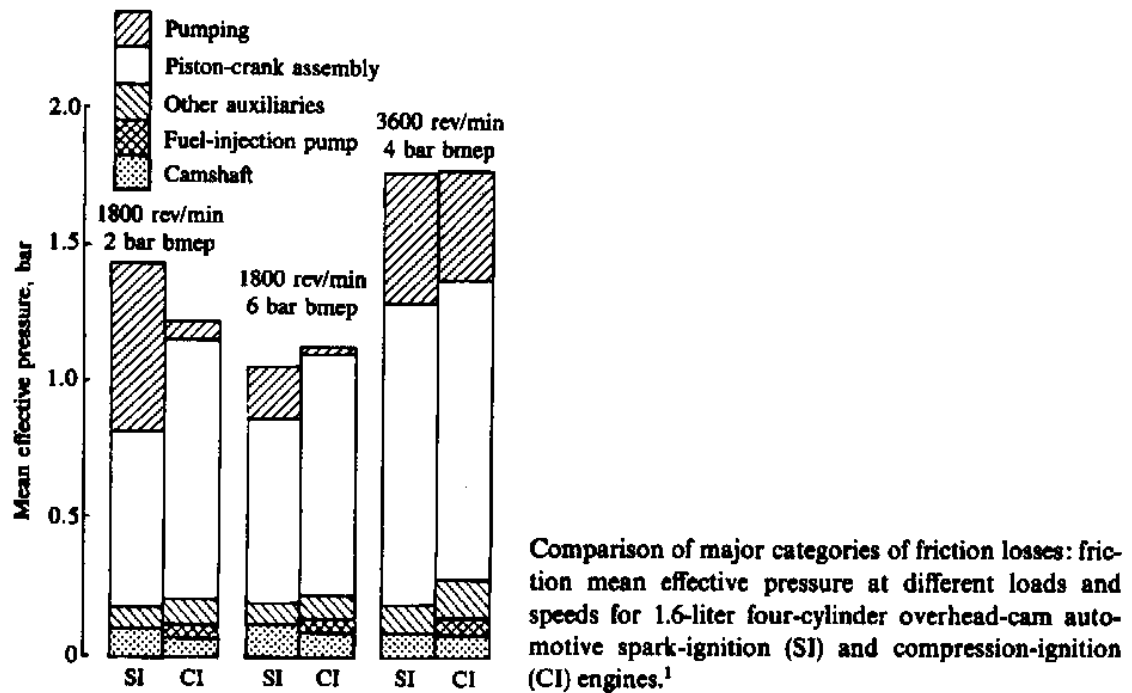


Figura 6.1. Pérdidas mecánicas en motores de ignición espontánea (CI), y motores de ignición forzada (SI) (Fuente apuntes PFC motores térmicos).

Como podemos comprobar las pérdidas dependen del régimen de giro del motor y de la presión media efectiva.

El rendimiento mecánico se puede determinar a partir de las presiones medias. Las más determinantes son la presión media resistente y la presión media indicada PMI, en la cual cabe distinguir la neta y la debida únicamente al ciclo de alta.

- Presión media resistente y sus componentes.

La presión media resistente se calcula mediante la diferencia entre la presión media indicada y la presión media efectiva:

$$PMR = PMI - PME$$



La presión media efectiva PME relaciona el rendimiento mecánico con la presión media indicada:

$$PME = PMI \cdot \eta_m$$

- Definiciones de la PMI: neta y del ciclo de alta

A continuación se muestra una tabla con valores aproximados del porcentaje de pérdidas mecánicas para cada componente en motores diesel:

Pérdidas Mecánicas	Motores diesel
Por fricción entre pistón segmentos y cilindro	50%
Fricción biela-cojinetes-bancada	24%
Por intercambio de gases	14%
Para accionar mecanismo de válvulas y grupos auxiliares	6%
Accionamiento de bombas de aceite, agua y combustible	6%

Figura 6.2. Tabla porcentaje pérdidas mecánicas en motores diesel (Fuente Heywood, John : Internal Combustion Engine)

6.2. EVALUACIÓN DE CADA COMPONENTE DE PÉRDIDAS MECÁNICAS

El rendimiento mecánico está condicionado fundamentalmente por el régimen de giro del motor y por la cantidad de carga.

- Influencia del régimen de giro



- Influencia de la carga

6.3. CÁLCULO DEL RENDIMIENTO MECÁNICO

El rendimiento mecánico (η_m) es parámetro que nos permite evaluar las pérdidas mecánicas que tiene el motor. Para obtener un valor lo más realista posible, la mejor forma de calcular el rendimiento mecánico es utilizar las correlaciones S.A.E. (society of automotive engineers), las cuales están basadas en medidas experimentales, que nos permiten obtener el rendimiento mecánico en función de la presión media indicada y el régimen de giro del motor.

$$\eta_m := 1 - \frac{0.07 \cdot z(n)}{p_{mi_{bar}}}$$

Donde : $z(n)$ se obtiene de la siguiente correlación:

$$z(n) := 20.1893 - 3.75948 \left(\frac{n}{1000} \right) + 3.33129 \left(\frac{n}{1000} \right)^2$$

$p_{mi_{bar}}$ es la presión media indicada en kg/m² (bares).

Como se puede observar z depende del régimen de giro del motor y por consiguiente el rendimiento mecánico también.

Una vez obtenido el rendimiento mecánico del motor, podemos obtener la presión media efectiva y la presión media resistente:

$$PME = PMI \cdot \eta_m$$

$$PMR = (1 - \eta_m) \cdot PMI$$



7. ACTUACIONES



7. ACTUACIONES

7.1. INTRODUCCIÓN

7.1.1. OBJETIVOS PERSEGUIDOS EN EL ANÁLISIS

El siguiente proyecto consiste en el estudio y modelización del ciclo termodinámico de un motor diesel, cuya aplicación es la locomoción de unidades de ferrocarril. Una vez analizado dicho modelo se realizará un estudio sobre la posibilidad de efectuar mejoras sobre el mismo, con la finalidad de optimizar sus prestaciones.

Para comenzar este estudio se realizará una descripción física del motor, utilizando los datos característicos que lo definen y en caso de no disponer de alguno de estos datos serán utilizados los de motores semejantes.

Una vez realizado esto , se determinarán las condiciones de operación del motor correspondientes a nuestra aplicación y los requerimientos que para dicha aplicación.

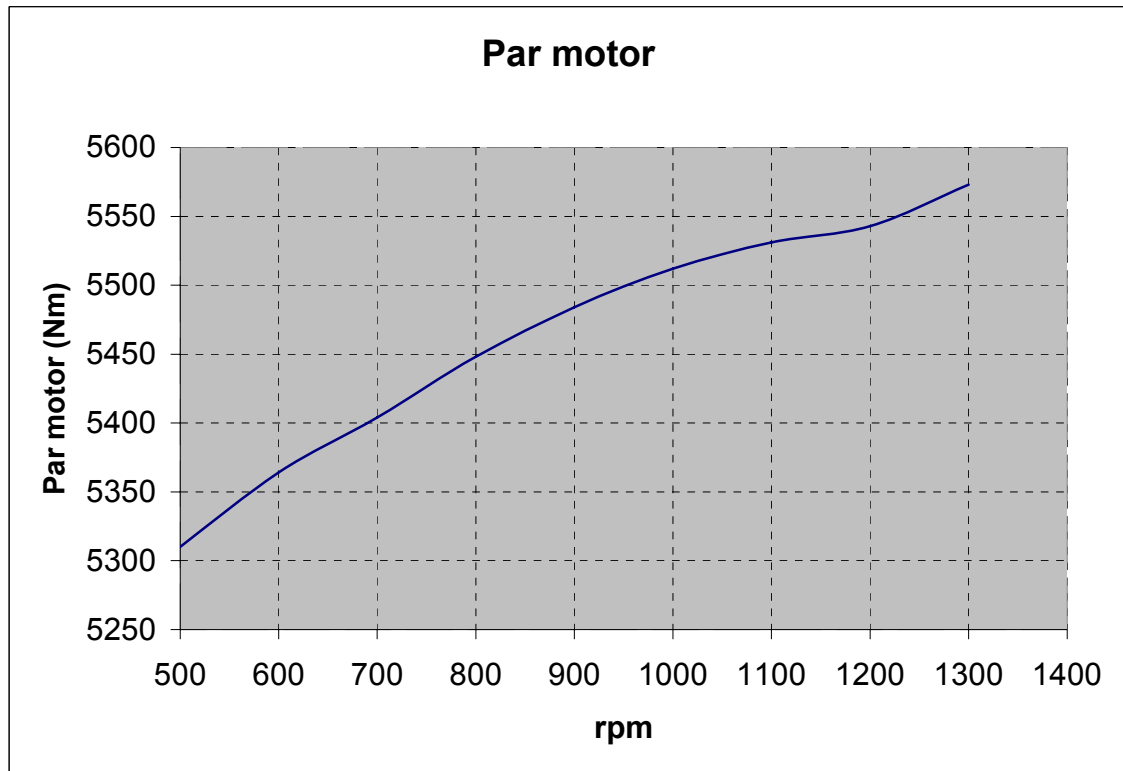
El modelo que vamos a estudiar se basa principalmente en la ecuación de la conservación de la energía, para en el desarrollo obtener la evolución de la presión en el interior del cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal. Así mismo a largo del proyecto se irán desarrollando distintas simplificaciones para poder llevar a cabo la simulación.

7.2. PARÁMETROS DE ACTUACIONES

7.2.1. PAR MOTOR EFECTIVO

El par motor efectivo indica la fuerza que desarrolla el motor a una distancia determinada, que viene definida por el radio del cigüeñal. El par efectivo está determinado principalmente por la cilindrada del motor y por su presión media efectiva, por lo que los motores que obtienen mas par son los de mayor cilindrada y los sobrealimentados. El par efectivo se expresa en Newtons por metro y se define mediante la siguiente expresión:

$$C_{me} := PME \cdot \frac{Q}{T \cdot n}$$



Gráfica 7.1 Par motor [Nm] frente a rpm

Los valores obtenidos son similares a los reales que da el fabricante, aunque para el rango de velocidad de giro del cigüeñal bajo son un poco más altos y para las velocidades de giro más altas son un poco menores. El par motor va aumentando a medida que aumenta el número de revoluciones, ya que la presión media efectiva es mayor a medida que aumenta la velocidad de giro del motor, esto nos demuestra que la respuesta del motor mejora según se aumenta el régimen de giro, teniendo su pico más alto a 1300 rpm que es la velocidad de giro máxima.

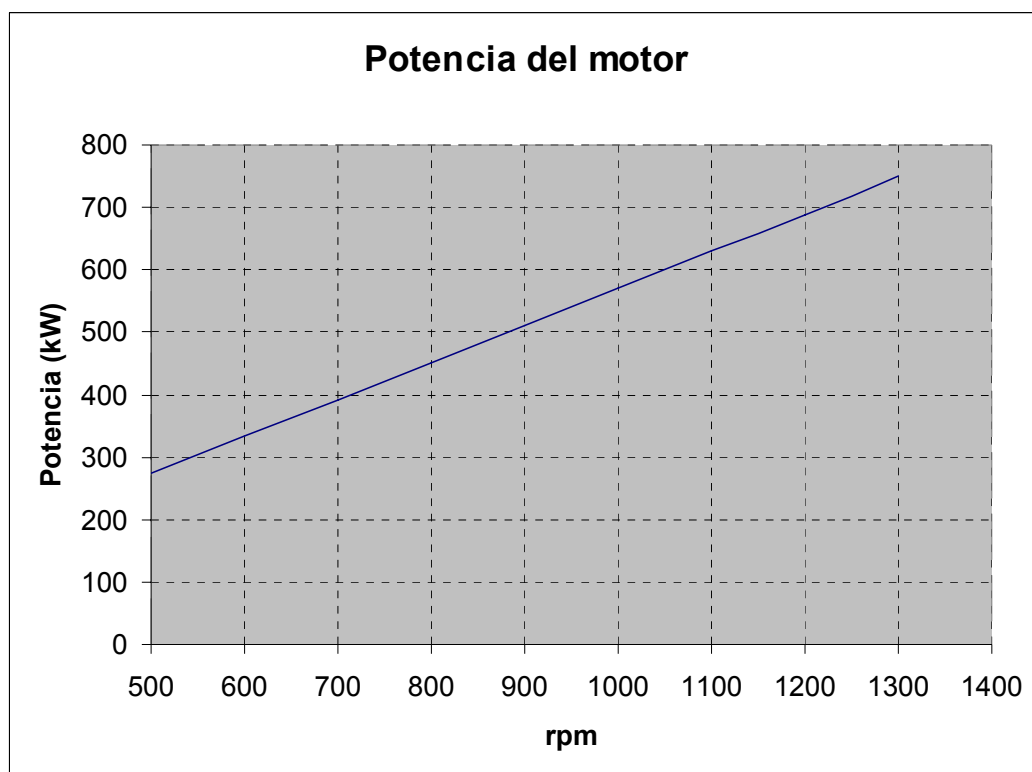
7.2.2. POTENCIA EFECTIVA

Representa la cantidad de trabajo por unidad de tiempo que se puede obtener de un motor, a la salida del cigüeñal. La potencia de un motor está en función del par motor y de la velocidad de giro de este, por lo que la potencia máxima no tiene por que coincidir con momento de par máximo, es decir, cuando mayor es la fuerza desarrollada por el

motor, sino que suele obtenerse un poco más tarde. La potencia tiene como unidad los kilowatios (kW) aunque también se expresa a menudo en caballos de vapor (CV), (un caballo de vapor equivale a 1,3 kilowatios). La fórmula que nos permite obtener la potencia efectiva es la siguiente:

$$W_e := C_{me} \cdot \omega$$

$$W_e := PME \cdot \frac{Q \cdot \omega}{T \cdot \pi}$$



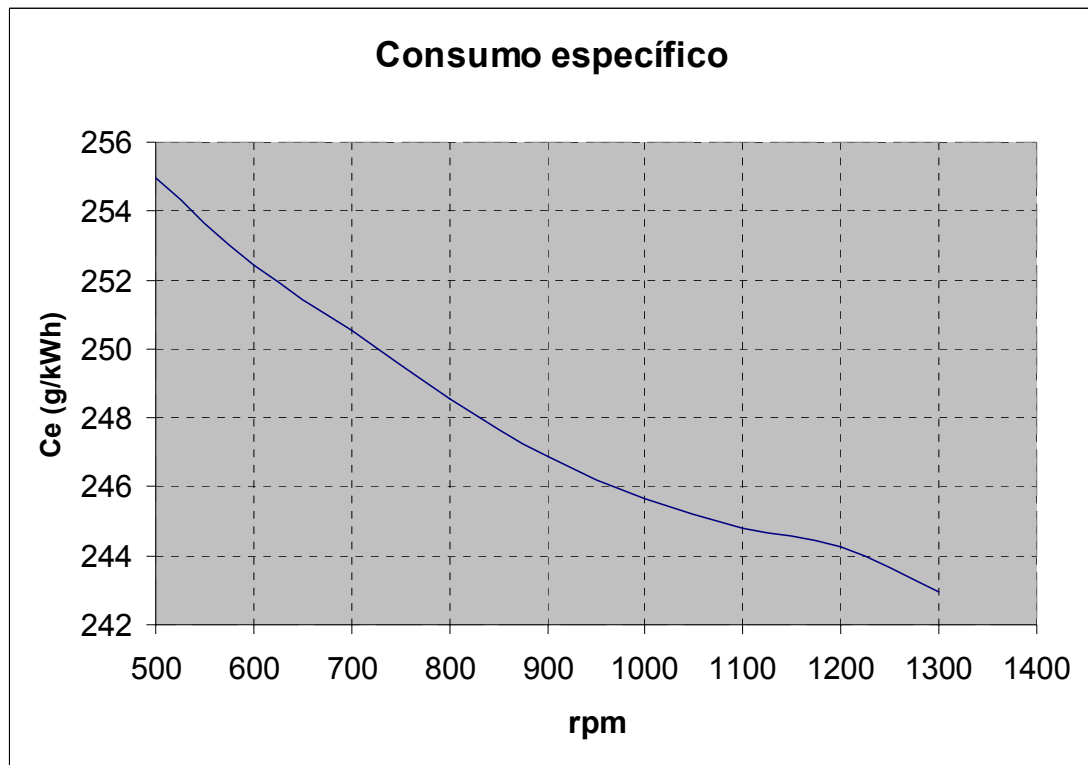
Gráfica 7.2 Potencia [kW] frente a rpm

Ocurre lo mismo que en el caso del par motor, lo cual es lógico puesto que la potencia depende de este y de la velocidad de giro del cigüeñal.

7.2.3. CONSUMO ESPECÍFICO

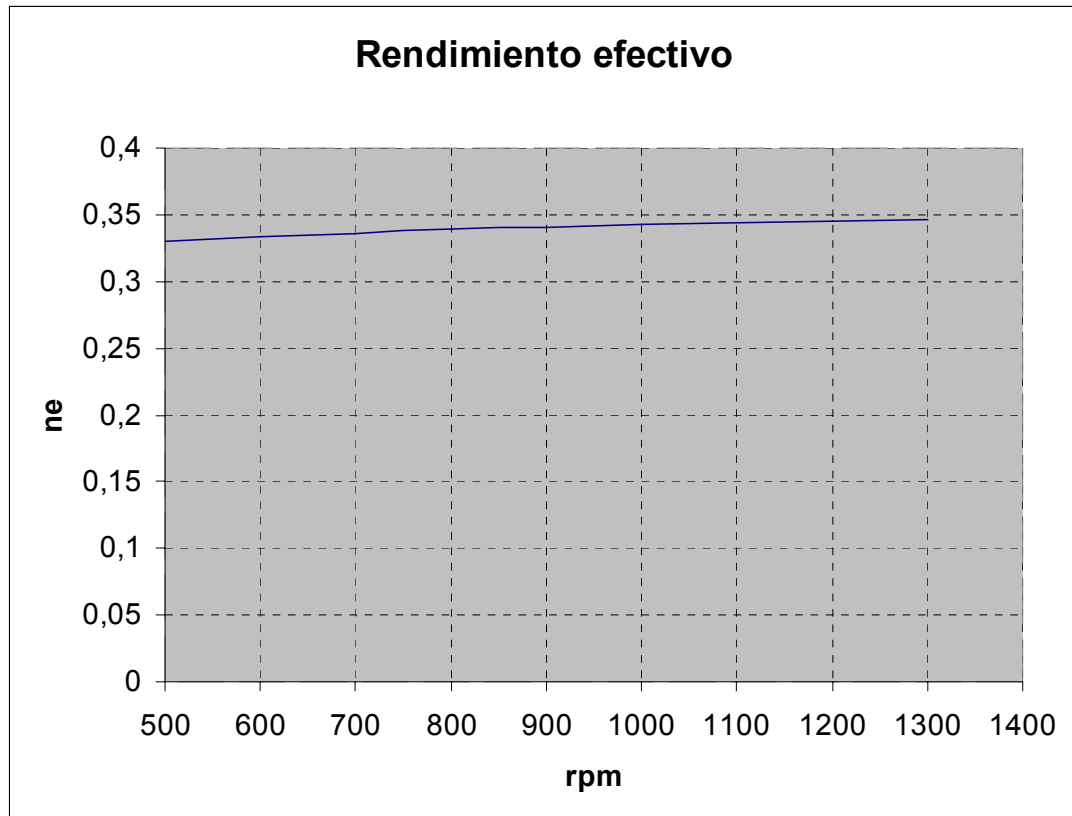
Expresa el rendimiento que se obtiene del combustible por parte del motor, es decir, los gramos de combustible consumidos por unidad de potencia en un tiempo determinado, por lo tanto su unidad es gramos de combustible divididos kilowatio por hora (g/kW·h) y la ecuación que lo define es la que se muestra a continuación:

$$C_e := \frac{1}{L_i \cdot \eta_e}$$



Gráfica 7.3 Consumo específico [g/kWh] frente a rpm

En este caso hemos obtenido unos valores ligeramente superiores a los del fabricante en el rango de revoluciones más alto y menores para el rango más bajo de revoluciones, pero se pueden considerar aceptables. Como se puede apreciar el menor consumo específico se obtiene al máximo régimen de revoluciones, que coincide con el de máxima potencia.



Gráfica 7.4 rendimiento efectivo frente a rpm

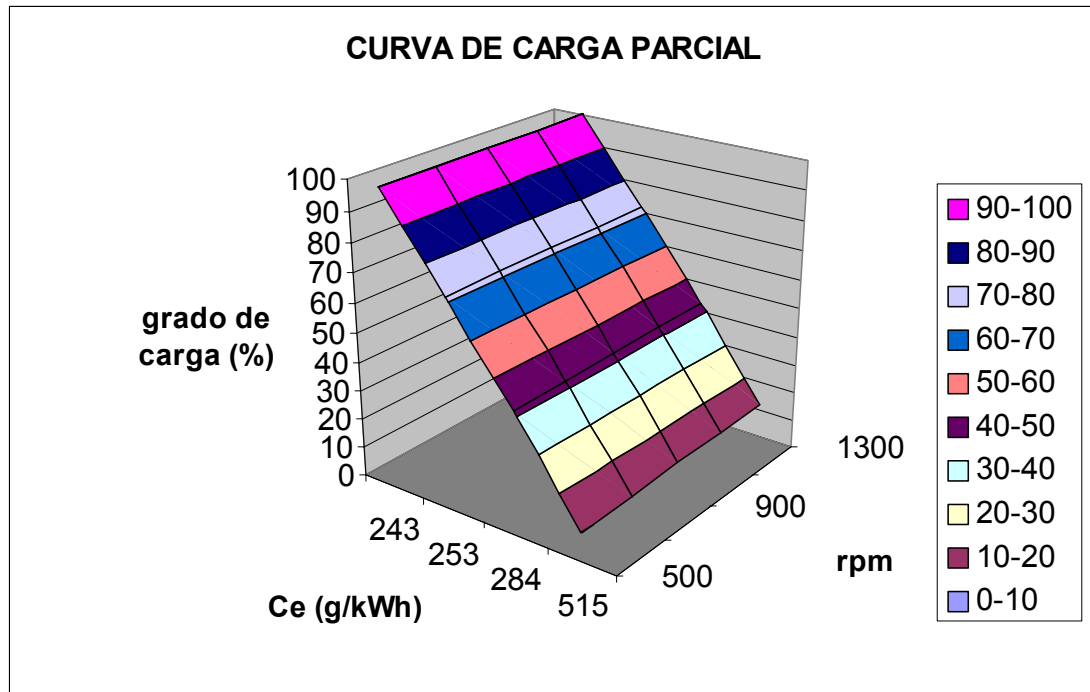
En la gráfica del rendimiento efectivo se puede apreciar que a medida que aumentan las revoluciones aumenta el rendimiento pero muy ligeramente y nunca por encima de 0,35.

7.2.4. VALORES CARACTERÍSTICOS Y UNIDADES

Dependiendo del tipo de motor y la aplicación para la que se vaya a usar, se tienen unos valores característicos de los parámetros anteriormente descritos, a continuación se muestra una tabla con algunos de estos valores.

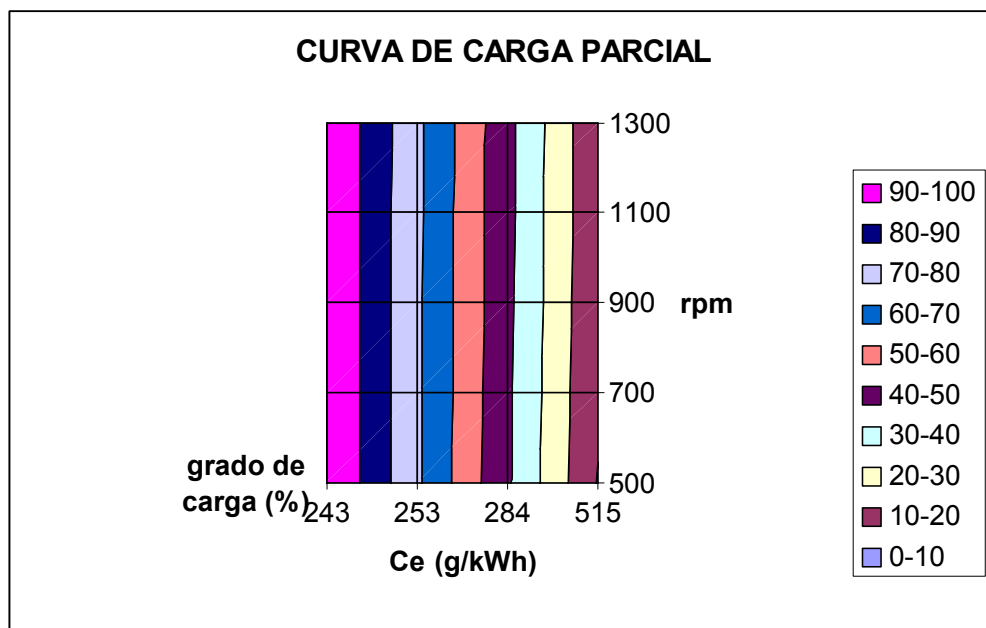
7.3. CURVAS CARACTERÍSTICAS A CARGA PARCIAL

Para este apartado se ha elaborado una gráfica de la evolución del consumo específico del motor a carga parcial frente al régimen de giro del motor y la presión media efectiva. Las curvas a carga parcial muestran el comportamiento de las actuaciones del motor en todo el rango de velocidades y para todos los grados de carga.



Gráfica 7.5 grado de carga frente a C_e [g/kW] y frente a rpm

A continuación se muestra la gráfica vista en dos dimensiones:



Gráfica 7.6 grado de carga frente a C_e [g/kW] y frente a rpm



La conclusión que podemos sacar de estas gráficas es que el menor consumo específico lo obtenemos al mayor régimen de giro y a la mayor presión media efectiva, que coincide con el régimen de giro máximo, por lo tanto a medida que se le exige más al motor el consumo específico disminuye, pues se trata de un motor de gran cilindrada y con un rango de régimen de giro muy pequeño y es cuando alcanza el máximo de revoluciones por minuto cuando el rendimiento efectivo es menor.

7.4. ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA SOBRE LAS ACTUACIONES DE OTRAS VARIABLES DE OPERACIÓN

Avance a la inyección.

EGR en MIE.

Para efectuar la recirculación de los gases, se utiliza una válvula EGR (Exhaust Gas Recirculation) que permite el reciclado de una parte de los gases, aproximadamente del 30% como máximo, entre el colector de admisión y el múltiple de escape.

Esta válvula es controlada por una unidad o central electrónica, en donde son memorizadas en forma permanente las características propias del motor, sin afectar el consumo de gasoil y la producción de hidrocarburos, los óxidos de nitrógeno (NOx) pueden ser reducidos en un 40% en forma aproximada.

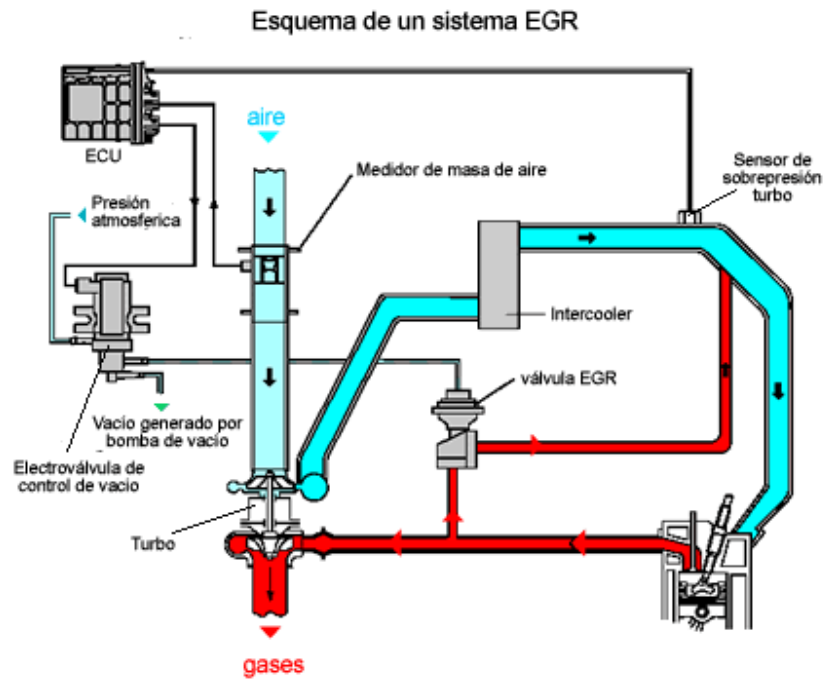


Figura 7.1. Esquema del sistema de recirculación de gases de escape EGR (Fuente http://mecanicavirtual.iespana.es/sistema_egr.htm)



8. VARIACIÓN DE LAS ACTUACIONES

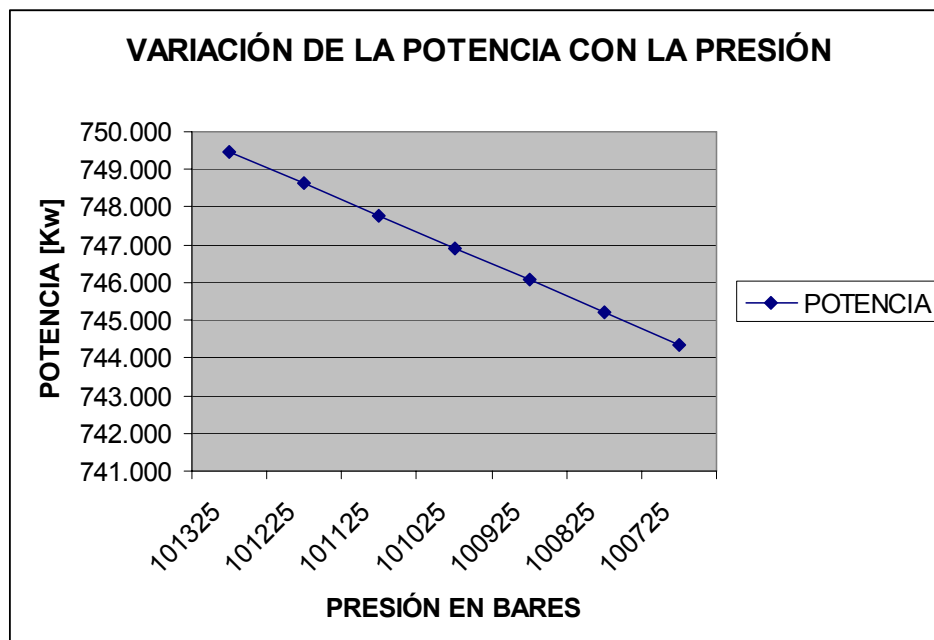
8. VARIACIÓN DE LAS ACTUACIONES

8.1. INTRODUCCIÓN

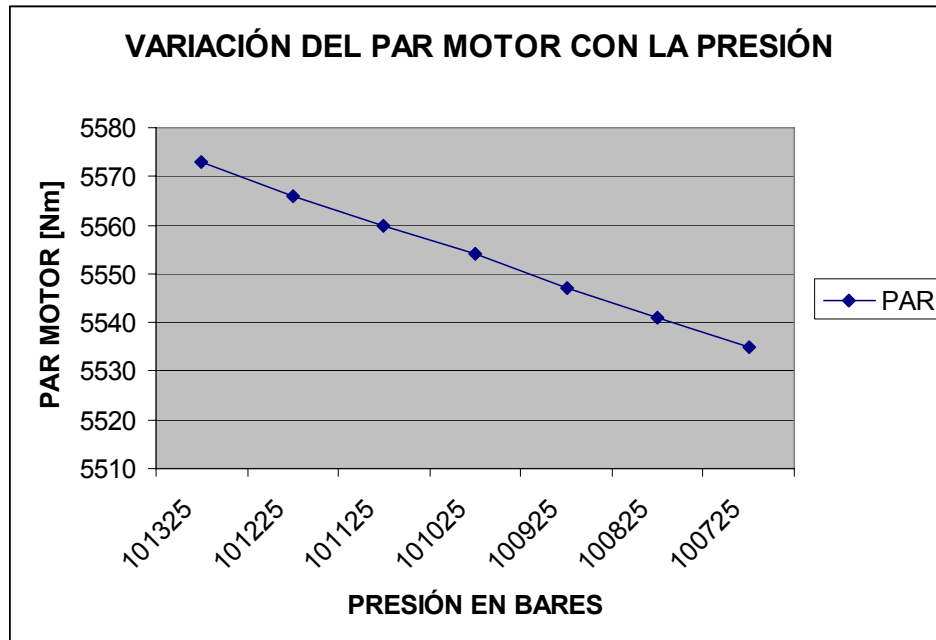
A continuación vamos a proceder a realizar un estudio de cómo afectan las condiciones atmosféricas sobre las actuaciones del motor. Nos vamos a centrar en como afectan la presión y la temperatura, para lo cual realizaremos unas gráficas de la potencia y del consumo específico al régimen máximo de revoluciones variando la presión y la temperatura.

8.2. VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE ACTUACIÓN CON LA PRESIÓN.

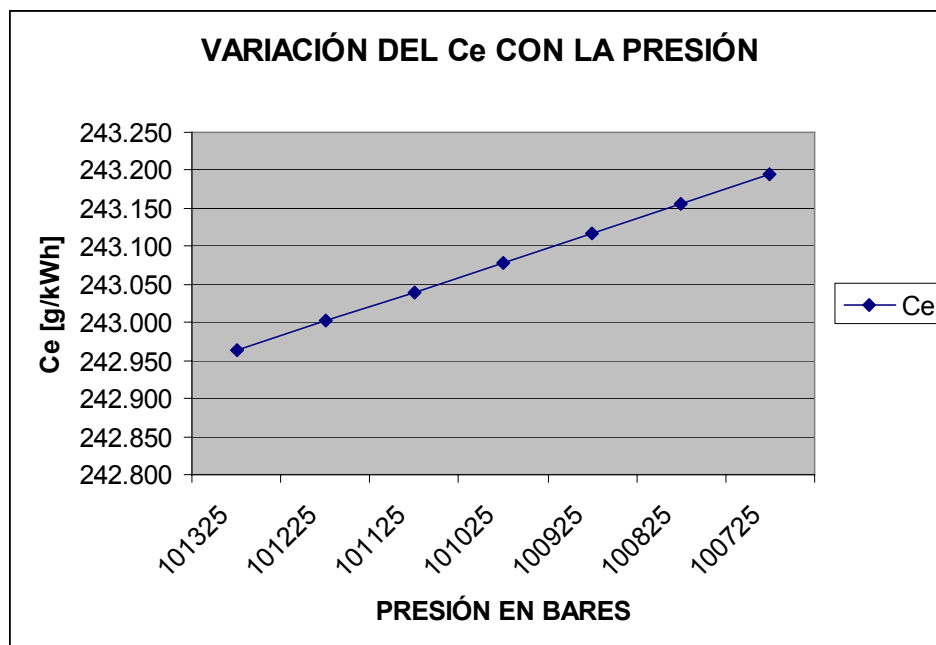
Al tratarse de un motor turboalimentado la variación en la presión no afecta de forma significativa al rendimiento del motor como puede comprobarse en las siguientes gráficas:



Gráfica 8.1 Variación de la potencia [kW] con la presión [bar]



Gráfica 8.2 Variación del par motor [Nm] con la presión [bar]



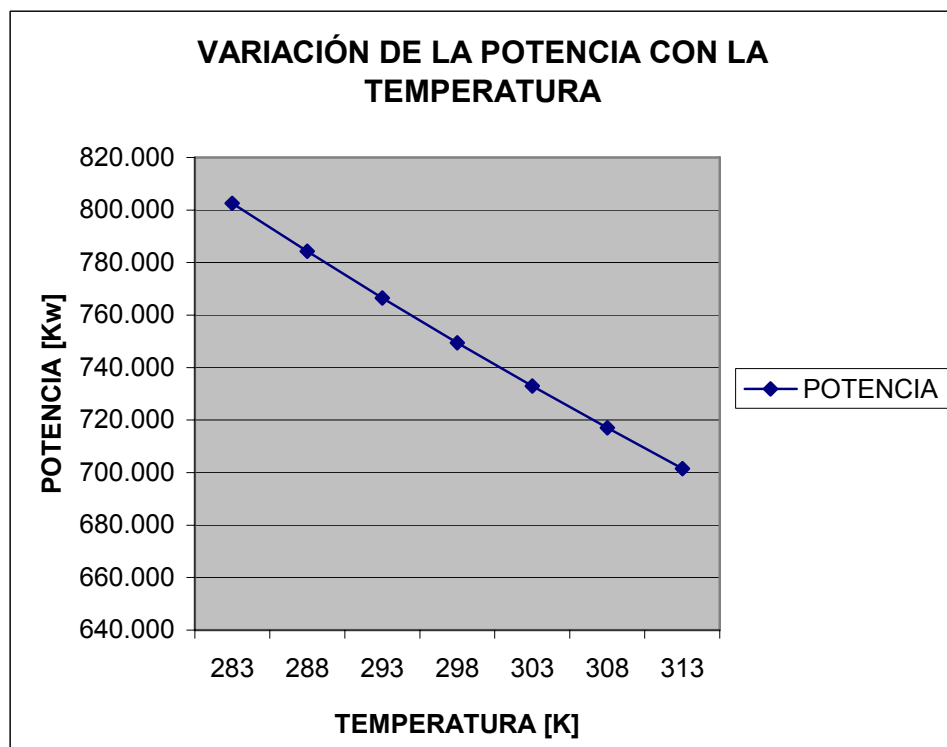
Gráfica 8.3 Variación del Ce [g/[kWh] con la presión [bar]

Se puede apreciar que tanto la potencia como el par motor disminuyen ligeramente ya que entra menos masa de aire y por lo tanto se obtiene menos energía en la combustión pero como ya se ha comentado antes no es significativo porque se trata de

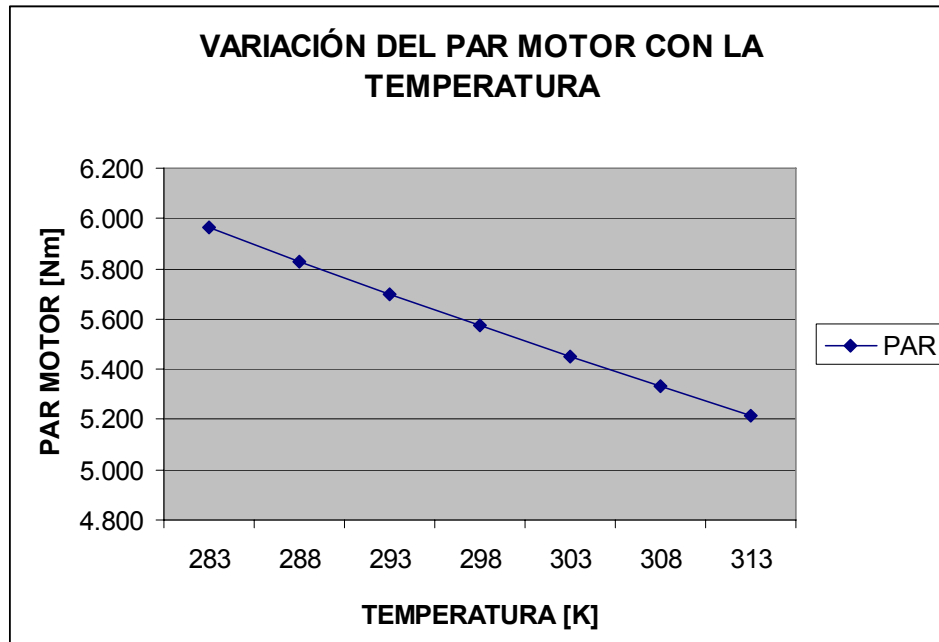
un motor turboalimentado y se aumenta la presión de entrada mediante el turbocompresor. En el consumo específico se observa un ligero incremento que tampoco es significativo por la misma razón, debido a que para una cantidad de combustible inyectado se obtiene un poco menos de potencia por unidad de tiempo.

8.3. VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE ACTUACIÓN CON LA TEMPERATURA.

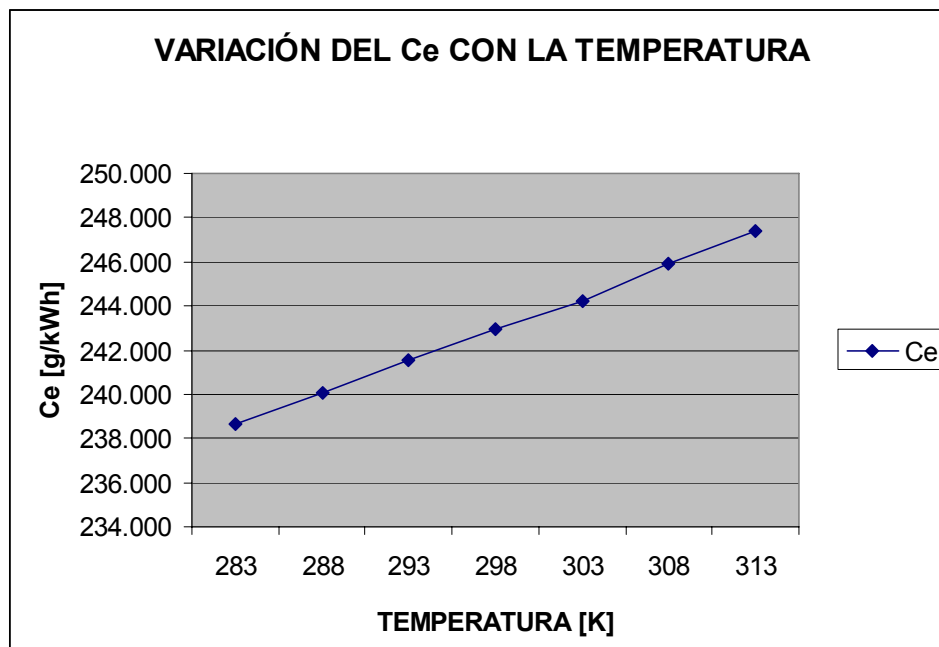
El incremento de la temperatura afecta de forma negativa al rendimiento del motor, disminuyendo tanto la potencia como el par motor, esto se debe a que la densidad del aire disminuye al aumentar la temperatura, lo que conlleva un empeoramiento en el llenado del cilindro, puesto que entra menos masa de aire y por lo tanto se obtiene menos energía en la combustión.



Gráfica 8.4 Variación de la potencia [kW] con la temperatura [K]



Gráfica 8.5 Variación del par motor [Nm] con la temperatura [K]

Gráfica 8.6 Variación del C_e [g/kWh] con la temperatura [K]

En cuanto al consumo específico también se puede apreciar que el aumento de temperatura afecta negativamente, puesto que a medida que aumenta la temperatura



también lo hace el consumo específico, cosa que es lógica ya que al disminuir la potencia, para una misma cantidad de combustible inyectada se obtiene menor potencia por unidad de tiempo.



9. CONCLUSIONES



9. CONCLUSIONES

9.1. DEFINICIÓN DE LA APLICACIÓN

En primer lugar destacar que la búsqueda de información sobre este tipo de motores, ha resultado bastante difícil. No resulta muy complicado encontrar motores ciclo diesel para esta aplicación, pero si lo es encontrar la cantidad de datos necesarios para la realización de este proyecto, puesto que lo más habitual es encontrarse con datos muy elementales como potencia, número de cilindros, par motor máximo, dimensiones y peso, posiblemente para evitar que lleguen a manos de la competencia. Por esta razón algunos de los datos utilizados mantenido que tomarse de motores similares, aún así se han incluido en este proyecto 6 motores distintos.

9.2. VALORACIÓN DE LOS MODELOS Y HERRAMIENTAS DE CÁLCULO

A pesar de ser relativamente sencillo, el modelo ha demostrado ser adecuado en la predicción del ciclo real para motores de ignición espontánea.

El modelo estudiado obtiene resultados similares a los obtenidos experimentalmente, por ejemplo, la potencia que anuncia el fabricante es de 746 kW y la que hemos obtenido es de 726,905 kW. Lo que puede verificarse en las tablas y los gráficos antes presentados, esto quiere decir que las hipótesis utilizadas pueden considerarse adecuadas, aunque se han tenido que hacer correcciones para lograr un mayor ajuste. Es muy difícil lograr mayor exactitud con los valores que otorga el fabricante, ya que hay numerosos datos de los que no se disponen y se han tenido que estimar, como por ejemplo el ángulo de avance a la inyección (AI), el retraso al cierre de la admisión (RCA), o la temperatura de la pared del cilindro.

Las ecuaciones termodinámicas y empíricas que se emplearon, demostraron ser adecuadas en la simulación del ciclo, aunque se ha tenido que hacer uso de simplificaciones y suposiciones basadas en datos experimentales.

El programa utilizado para modelizar el ciclo, ha sido mathcad 14, el cual ha resultado ser una herramienta de gran utilidad, tanto para el cálculo de los distintos parámetros como para la obtención de gráficas.

Para la realización de algunos cálculos y gráficas se ha hecho uso del programa



Microsoft Excel, por ejemplo para obtener las curvas características puesto que hubiera sido demasiado complicado hacerlo con otro programa.

9.3. ANÁLISIS DE ACTUACIONES.

Si nos fijamos en las actuaciones a plena carga, podemos observar que tanto el par como la potencia a lo largo del intervalo de revoluciones se asemejan bastante a los datos obtenidos del fabricante, a pesar de las distintas simplificaciones e hipótesis formuladas. En cuanto al consumo específico ocurre algo similar.

En cuanto a las actuaciones a carga parcial, en la curva de utilización del motor se puede ver que la zona de máxima utilización del motor está comprendida entre el rango de revoluciones que va desde las 700 rpm hasta el rango máximo, es decir 1300 rpm.

Este motor no es especialmente sensible a las condiciones atmosféricas, en parte debido a que se trata de un motor turboalimentado con posenfriador, si bien como a todo motor alternativo de combustión interna, le afecta la presión y la temperatura atmosféricas sobre todo a bajas revoluciones cuando el efecto del turbocompresor apenas es perceptible.

9.4. MEJORAS.

En los últimos tiempos han sido numerosas las mejoras realizadas en los motores de ciclo diesel, y mucha culpa de ello ha sido el empleo de potentes herramientas informáticas a la hora de realizar los cálculos, también el empleo de materiales más ligeros y resistentes, y de mejores lubricantes y sistemas de refrigeración, pero merece la pena destacar las siguientes:

- Turboalimentación.
- Intercooler.
- Common rail (inyección por conducto común).
- Recirculación de los gases de escape.
- Regulación electrónica.



9.4.1. TURBOALIMENTACIÓN

Puesto que el turbocompresor es activado por la energía del gas de escape, que en su vertido al exterior es desperdiciada, un motor turboalimentado ofrece muchas ventajas sobre los del tipo convencional. De entre ellas podemos destacar:

Incremento de la relación potencia-peso. Un turbocompresor puede incrementar la potencia y el par motor de un Diesel en un 35% por encima de la versión convencional.

La carcasa de la turbina actúa como un conjunto de absorción del ruido de los gases de escape del motor. Del mismo modo, la sección del compresor reduce el ruido de admisión producido por los impulsos en el colector de admisión. Como resultado de todo ello, un motor turboalimentado es, normalmente, más silencioso que otro convencional, aunque generalmente se percibe un silbido característico cuando el motor está bajo carga o acelerando.

Por otro lado un motor turboalimentado tiene un rendimiento volumétrico más alto que el convencional, con el que se logra una combustión más completa, que da como resultado un consumo mas bajo de combustible.

Los turbocompresores suministran al motor una cantidad suplementaria de aire en el funcionamiento a media y alta velocidad, que da lugar a una fase de combustión mucho más eficaz y limpia, lo que reduce considerablemente la producción de humos

9.4.2. INTERCOOLER

El sistema intercooler consiste en un intercambiador de calor en el que se introduce el aire que sale del turbocompresor para enfriarlo antes de introducirlo en los cilindros del motor. De esta forma el aire disminuye la densidad, por lo que para el mismo volumen de los cilindros se puede introducir mayor masa de aire y así mejorar el rendimiento del motor.

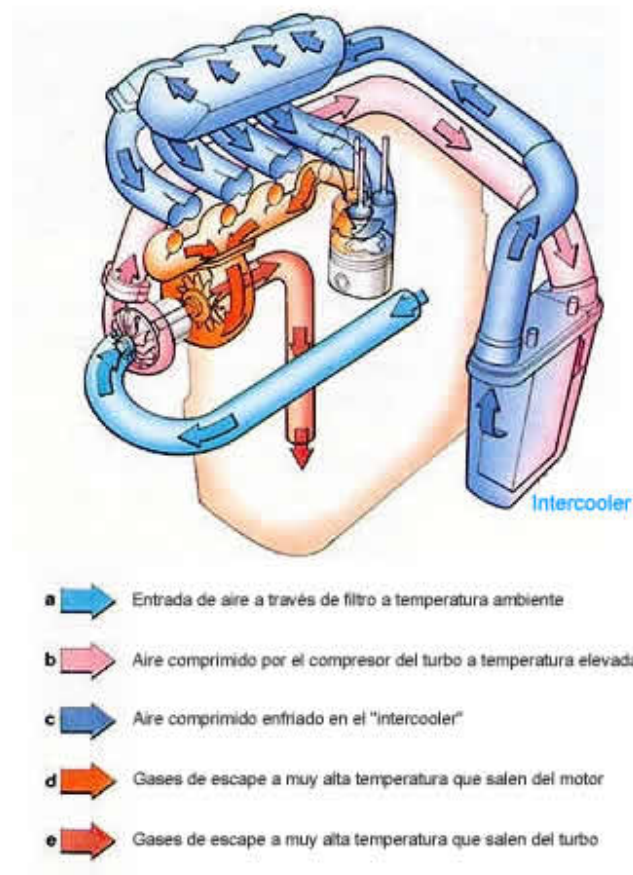


Figura 9.1: Motor con turbo e Intercooler (posenfriador) (Fuente www1.ceit.es/.../1intercooler.jpg)

A continuación se muestra una imagen del motor objeto de este proyecto, en la que se identifica el posenfriador.



Figura 9.2: Motor Caterpillar Cat 3512 con turbo e Intercooler (posenfriador) (Fuente <http://www.cat.com/cda/components>)

9.4.3. EGR

La recirculación de los gases de escape, debido a la reducción de la temperatura de combustión que produce, obtiene un efecto positivo sobre las emisiones de óxidos de nitrógeno. Como contrapartida podemos decir que una "relación" demasiado alta de recirculación, puede ser negativa respecto a la vida útil del motor, la cual puede verse disminuida por polución interna y desgaste.

9.4.4. SISTEMA COMMON RAIL

El sistema de common-rail o conducto común es un sistema de inyección electrónica de combustible para motores de ciclo diesel, en el que el gasóleo es aspirado directamente del depósito de combustible a una bomba de alta presión y esta a su vez la



envía a un conducto común para todos los inyectores y enviado a alta presión al cilindro. Este sistema fue desarrollado por el fabricante de automóviles italiano Fiat, más particularmente por Alfa Romeo. Luego el grupo Fiat vendió el sistema a Bosch.

Es esencialmente igual a la inyección multipunto de un motor de ignición forzada, en la que también hay un conducto común para todos los inyectores, con la diferencia de que en los motores diésel se trabaja a una presión mucho más alta.

El gasóleo almacenado en el depósito de combustible a baja presión es aspirado por una bomba de transferencia accionada eléctricamente y enviado a una segunda bomba, en este caso, de alta presión que inyecta el combustible a entre 1500 y 1600 bar al cilindro.

La bomba de transferencia puede ir montada en la propia bomba de alta presión, accionada por el mecanismo de distribución y sobre todo en el interior de el depósito de combustible. El conducto común es una tubería o "rampa" de la que parte una ramificación de tuberías para cada inyector de cada cilindro. La principal ventaja de este sistema es que nos permite controlar electrónicamente el suministro de combustible permitiéndonos así realizar hasta 5 pre-inyecciones antes de la inyección principal con lo que conseguimos preparar la mezcla para una óptima combustión. Esto genera un nivel sonoro mucho más bajo y un mejor rendimiento del motor.

La principal ventaja de este sistema es que la presión con que trabaja es casi independiente del régimen (velocidad del motor) y de su carga; es decir, aunque el conductor no acelere a fondo y el motor gire despacio, es posible inyectar el gasóleo a una presión muy alta y casi constante durante todo el proceso de inyección.

La óptima atomización del combustible por parte de los inyectores electrónicos, controlados por una centralita de inyección electrónica, y la alta presión a la que trabaja el sistema hacen que se aumente potencia en todo el rango de revoluciones, se reduzca el consumo de combustible y se disminuya la cantidad de emisiones contaminantes, en especial los óxidos de Nitrogeno, el CO y los hidrocarburos inquemados.

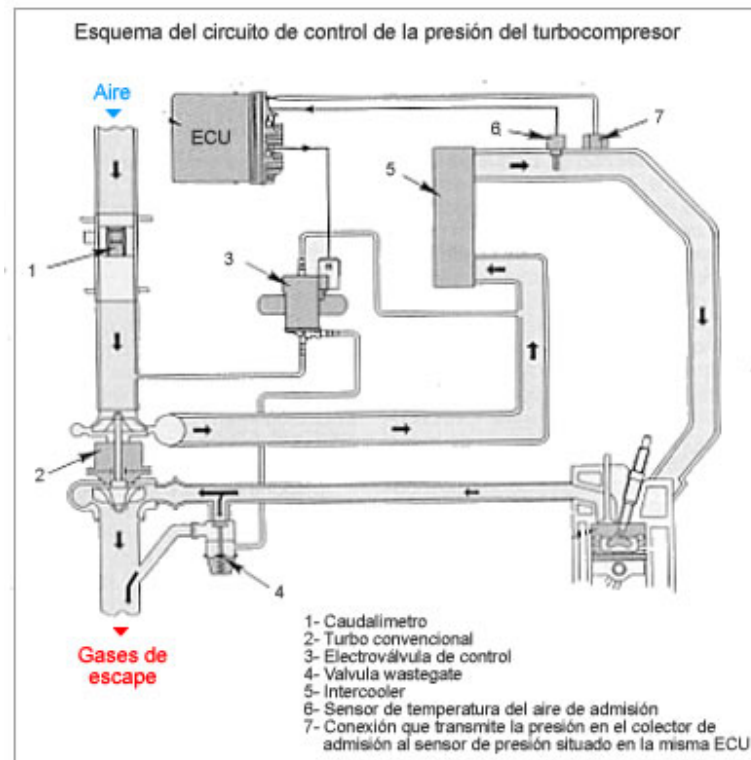


Figura 9.4. Esquema sistema Common Rail (Fuente <http://mecanicavirtual.iespana.es/turbovtg.htm>)

9.5. REGULACIÓN ELECTRÓNICA

La regulación o el reglaje electrónico de las bombas inyectoras de gasoil, o el comando de los conjuntos inyectores-bombas se torna cada día más importante sobre los vehículos Diesel en general.

Estos dispositivos disponen de una extensa gama de "programas", que permiten una adaptación del sistema de inyección a las normas vigentes en cada país, y a los distintos tipos de vehículos y aplicaciones.

Así mismo realizan el reglaje o la regulación de la inyección en función de criterios ya determinados. La optimización casi instantánea de las cantidades de gasoil inyectado, en función del estado de carga del motor, contribuye a la disminución de las emisiones contaminantes tales como; los óxidos de nitrógeno; las partículas y los hidrocarburos no quemados.

La unidad de control electrónico o calculador es el corazón del sistema, recibe las señales o pulsos eléctricos enviadas por las distintos "sensores" o sondas de temperatura de aire



de admisión y del circuito de enfriamiento del motor, de la presión de sobrealimentación, de la velocidad del motor, de la posición o relación de caja de velocidades colocada, de la posición de la mariposa de aceleración, etc. Estos comandos electrónicos de inyección, evitan las variaciones demasiado importantes de los niveles de contaminación en función del funcionamiento.



10. ANEXOS



10. ANEXOS

10.1. ANEXO I : CALCULOS EN MATHCAD



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID.
DPTO. DE INGENIERÍA MECÁNICA. ÁREA DE INGENIERÍA TÉRMICA.

COMPARACIÓN DE MOTORES DIESEL

(unidades: si no se especifica lo contrario son las del sistema internacional (SI) y los angulos estan en grados sexagesimales)

1.COMPARACIÓN DE MOTORES

MOTOR CATERPILLAR MODELO 3508

Parametros de comparación

$$D := 0.17 \quad L_{aaa} := 0.19 \quad r_{cg} := 18.1 \quad r_e := 16.5 \quad n_{cil} := 8 \quad l_{aa} := 0.38$$

(Diametro, carrera, relaciones de compresión geométrica y de expansión, numero de cilindros y distancia entre centros de la biela)

$$V_d := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \quad V_d = 4.313 \times 10^{-3} \quad q := V_d \quad (\text{Volumen desplazado o cilindrada unitaria})$$

$$V_c := \frac{V_d}{r_{cg} - 1} \quad V_c = 2.522 \times 10^{-4} \quad (\text{Volumen de la camara de combustión})$$

$$V_t := V_c + V_d \quad V_t = 4.565 \times 10^{-3} \quad (\text{Volumen total})$$

$$\text{Cilindrada} := n_{cil} \cdot V_d \quad \text{Cilindrada} = 0.035 \quad Q := 0.052 \quad (\text{Cilindrada del motor})$$

$$\lambda := \frac{1}{L} \quad \lambda = 2 \quad (\text{Relación entre longitud de centros de la biela y carrera})$$

Volumen y área en función de la posición del cigüeñal:

$$\alpha := 0..720$$

$$s_w(\alpha) := \frac{L}{2} \cdot \cos\left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}\right) + \sqrt{(2 \cdot L)^2 - \left(\frac{L}{2} \cdot \sin\left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}\right)\right)^2}$$



$$V(\alpha) := V_c + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \left(2 \cdot L + \frac{L}{2} - s(\alpha) \right)$$

$$A(\alpha) := \frac{\pi \cdot D^2}{2} + \frac{4 \cdot V(\alpha)}{D}$$

$$V_{RCA} := V(180 + 40) \quad V_{RCA} = 4.172 \times 10^{-3}$$

$$V_{PMS} := \frac{q}{r_{cg} - 1} \quad V_{PMS} = 2.522 \times 10^{-4}$$

$$q' := V_{RCA} - V_{PMS} \quad q' = 3.92 \times 10^{-3}$$

$$r_e := \frac{V_{RCA}}{V_{PMS}} \quad r_e = 16.544 \quad a := \frac{q'}{q} \quad a = 0.909 \quad (\text{Relación de expansión y coeficiente de llenado})$$

Comparación para máxima potencia W_e

$$\begin{aligned} n &:= 1300 & N &:= \frac{n}{60} & \Omega &:= \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n & \omega &:= n \cdot \frac{360}{60} \\ U_m &:= 2 \cdot N \cdot L & U_m &= 8.233 & A_f &:= \pi \frac{D^2}{4} & A_f &= 0.023 & W_e &:= 596 & t &:= 4 \end{aligned}$$

(Velocidad media del pistón, área frontal, potencia máxima y nº de tiempos)

$$PME := W_e \frac{t}{A_f U_m 4} \quad PME = 3.189 \times 10^3 \quad (\text{Presión media efectiva})$$

$$\frac{W_e}{Q \cdot 1000} = 11.462 \quad \frac{W_e}{4 \cdot A_f \cdot 10000} = 0.656 \quad (\text{Potencia específica y carga térmica})$$

Comparación para máximo par motor C_m

$$\begin{aligned} n &:= 1300 & N &:= \frac{n}{60} & \Omega &:= \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n & \omega &:= n \cdot \frac{360}{60} & (\text{Régimen de giro en rpm, rps, rad/s y grados/s}) \\ U_m &:= 2 \cdot N \cdot L & U_m &= 8.233 & A_f &:= \pi \frac{D^2}{4} & A_f &= 0.023 & W_e &:= 596 & t &:= 4 \\ & & & & & & & & & & & (\text{Velocidad media del pistón, área frontal, potencia máxima y nº de tiempos}) \end{aligned}$$

$$C_m := 4378 \quad W_{eCm} := C_m \frac{\Omega}{1000} \quad W_{eCm} = 596.002 \quad (\text{Par motor y Potencia efectiva})$$



$$PME := W_e \frac{t}{A_f \cdot U_m \cdot 4} \quad PME = 3.189 \times 10^3 \quad (\text{Presión media efectiva})$$

$$\frac{W_e C_m}{Q \cdot 1000} = 11.462 \quad \frac{W_e C_m}{4 \cdot A_f \cdot 10000} = 0.656 \quad (\text{Potencia específica y carga térmica})$$

$$C_e := \frac{0.2}{3.6 \cdot 10^6} \quad L_i := 42.78 \cdot 10^6 \quad \eta_e := \frac{1}{C_e \cdot L_i} \quad \eta_e = 0.421$$

(Consumo específico, Poder calorífico inferior del combustible y rendimiento efectivo)

Comparación para mínimo C_e

$$\begin{aligned} n &:= 1150 & N &:= \frac{n}{60} & \Omega &:= \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n & \omega &:= n \cdot \frac{360}{60} \\ U_m &:= 2 \cdot N \cdot L & U_m &= 7.283 & A_f &:= \pi \frac{D^2}{4} & A_f &= 0.023 & W_e &:= 490 & t &:= 4 \\ & & & & & & & & & & & (\text{Velocidad media del pistón, área frontal, potencia máxima y nº de tiempos}) \\ C_m &:= 4378 & W_e C_e &:= C_m \frac{\Omega}{1000} & W_e C_e &= 527.233 \\ & & & & & & & & & & & (\text{Par motor y Potencia efectiva}) \end{aligned}$$

$$PME := W_e \frac{t}{A_f \cdot U_m \cdot 4} \quad PME = 2.964 \times 10^3 \quad (\text{Presión media efectiva})$$

$$\frac{W_e C_e}{Q \cdot 1000} = 10.139 \quad \frac{W_e C_e}{4 \cdot A_f \cdot 10000} = 0.581 \quad (\text{Potencia específica y carga térmica})$$

$$C_e := \frac{0.205}{3.6 \cdot 10^6} \quad L_i := 42.78 \cdot 10^6 \quad \eta_e := \frac{1}{C_e \cdot L_i} \quad \eta_e = 0.41$$

$C_e = 5.694 \times 10^{-8}$ (Consumo específico, Poder calorífico inferior del combustible y rendimiento efectivo)

**MOTOR CATERPILLAR MODELO 3512***Parametros de comparación*

$$D := 0.17 \quad L := 0.19 \quad r_{cg} := 18.1 \quad r_e := 16.5 \quad n_{cil} := 12 \quad l := 0.38$$

$$V_d := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \quad V_d = 4.313 \times 10^{-3} \quad g := V_d \quad (\text{Volumen desplazado o cilindrada unitaria})$$

$$V_c := \frac{V_d}{r_{cg} - 1} \quad V_c = 2.522 \times 10^{-4} \quad (\text{Volumen de la camara de combustión})$$

$$V_t := V_c + V_d \quad V_t = 4.565 \times 10^{-3} \quad (\text{Volumen total})$$

$$\text{Cilindrada} := n_{cil} \cdot V_d \quad \text{Cilindrada} = 0.052 \quad Q := 0.052 \quad (\text{Cilindrada del motor})$$

$$\lambda := \frac{l}{L} \quad \lambda = 2 \quad (\text{Relación entre longitud de centros de la biela y carrera})$$

Volumen y área en función de la posición del cigüeñal:

$$\alpha := 0..720$$

$$s(\alpha) := \frac{L}{2} \cdot \cos\left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}\right) + \sqrt{(2 \cdot L)^2 - \left(\frac{L}{2} \cdot \sin\left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}\right)\right)^2}$$

$$V(\alpha) := V_c + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left(2 \cdot L + \frac{L}{2} - s(\alpha)\right) \quad A(\alpha) := \frac{\pi \cdot D^2}{2} + \frac{4 \cdot V(\alpha)}{D}$$

$$V_{RCA} := V(180 + 40) \quad V_{RCA} = 4.172 \times 10^{-3}$$

$$V_{PMS} := \frac{q}{r_{cg} - 1} \quad V_{PMS} = 2.522 \times 10^{-4}$$

$$q' := V_{RCA} - V_{PMS} \quad q' = 3.92 \times 10^{-3}$$



$$r_e := \frac{VRCA}{VPMS} \quad r_e = 16.544 \quad a := \frac{q'}{q} \quad a = 0.909 \quad (\text{Relación de expansión y coeficiente de llenado})$$

Comparación para máxima potencia W_e

$$\begin{aligned} n &:= 1300 & N &:= \frac{n}{60} & \Omega &:= \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n & \omega &:= n \cdot \frac{360}{60} \\ U_m &:= 2 \cdot N \cdot L & U_m &= 8.233 & A_f &:= \pi \frac{D^2}{4} & A_f &= 0.023 & W_e &:= 783 & t &:= 4 \\ PME &:= W_e \frac{t}{A_f U_m^4} & PME &= 4.19 \times 10^3 & & & & & & & & (\text{Presión media efectiva}) \\ \frac{W_e}{Q \cdot 1000} &= 15.058 & \frac{W_e}{4 \cdot A_f \cdot 10000} &= 0.862 & & & & & & & & (\text{Potencia específica y carga térmica}) \end{aligned}$$

Comparación para máximo par motor C_m

$$\begin{aligned} n &:= 1300 & N &:= \frac{n}{60} & \Omega &:= \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n & \omega &:= n \cdot \frac{360}{60} \\ U_m &:= 2 \cdot N \cdot L & U_m &= 8.233 & A_f &:= \pi \frac{D^2}{4} & A_f &= 0.023 & W_e &:= 783 & t &:= 4 \\ C_m &:= 4378 & W_e C_m &:= C_m \frac{\Omega}{1000} & W_e C_m &= 596.002 & & & & & & (\text{Par motor y Potencia efectiva}) \\ PME &:= W_e \frac{t}{A_f U_m^4} & PME &= 4.19 \times 10^3 & & & & & & & & (\text{Presión media efectiva}) \\ \frac{W_e C_m}{Q \cdot 1000} &= 11.462 & \frac{W_e C_m}{4 \cdot A_f \cdot 10000} &= 0.656 & & & & & & & & (\text{Potencia específica y carga térmica}) \\ C_e &:= \frac{0.2}{3.6 \cdot 10^6} & L_i &:= 42.78 \cdot 10^6 & \eta_e &:= \frac{1}{C_e \cdot L_i} & \eta_e &= 0.421 & & & & (\text{Consumo específico, Poder calorífico inferior del combustible y rendimiento efectivo}) \end{aligned}$$



Comparación para mínimo C_e

$$\begin{aligned}
 n_{aa} &:= 1200 & N_{aa} &:= \frac{n}{60} & \Omega_{aa} &:= \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n & \omega_{aa} &:= n \cdot \frac{360}{60} \\
 U_{m_{aa}} &:= 2 \cdot N \cdot L & U_m &= 7.6 & A_{f_{aa}} &:= \pi \frac{D^2}{4} & A_f &= 0.023 & W_{e_{aa}} &:= 670 & t_{aa} &:= 4 \\
 C_{m_{aa}} &:= 5331.2 & W_{eC_{e_{aa}}} &:= C_m \frac{\Omega}{1000} & W_{eC_e} &= 669.938 & & & & & & \text{(Par motor y Potencia efectiva)} \\
 P_{ME_{aa}} &:= W_e \frac{t}{A_f U_m 4} & P_{ME} &= 3.884 \times 10^3 & & & & & & & \text{(Presión media efectiva)} \\
 \frac{W_{eC_e}}{Q \cdot 1000} &= 12.883 & \frac{W_{eC_e}}{4 \cdot A_f \cdot 10000} &= 0.738 & & & & & & & \text{(Potencia específica y carga térmica)} \\
 C_{e_{aa}} &:= \frac{0.207}{3.6 \cdot 10^6} & L_{i_{aa}} &:= 42.78 \cdot 10^6 & \eta_{e_{aa}} &:= \frac{1}{C_e \cdot L_i} & \eta_e &= 0.407 \\
 C_e &= 5.75 \times 10^{-8} & & & & & & & & & \text{(Consumo específico, Poder calorífico inferior del combustible y rendimiento efectivo)}
 \end{aligned}$$

MOTOR CATERPILLAR MODELO 3516

Parametros de comparación

$$\begin{aligned}
 D_{aa} &:= 0.17 & L_{aa} &:= 0.19 & r_{cg_{aa}} &:= 18.1 & r_{e_{aa}} &:= 16.5 & n_{cil_{aa}} &:= 16 & l_{aa} &:= 0.38 \\
 V_{d_{aa}} &:= \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L & V_d &= 4.313 \times 10^{-3} & q_{aa} &:= V_d & & & & & & \text{(Volumen desplazado o cilindrada unitaria)} \\
 V_{c_{aa}} &:= \frac{V_d}{r_{cg} - 1} & V_c &= 2.522 \times 10^{-4} & & & & & & & \text{(Volumen de la camara de combustión)}
 \end{aligned}$$



$$V_t := V_c + V_d \quad V_t = 4.565 \times 10^{-3} \quad (\text{Volumen total})$$

$$\begin{aligned} \text{Cilindrada} &:= n_{\text{cil}} \cdot V_d & \text{Cilindrada} &= 0.069 & Q &:= 0.052 & (\text{Cilindrada del motor}) \\ \lambda &:= \frac{1}{L} & \lambda &= 2 & & & (\text{Relación entre longitud de centros de la biela y carrera}) \end{aligned}$$

Volumen y área en función de la posición del cigüeñal:

$$\alpha := 0..720$$

$$s(\alpha) := \frac{L}{2} \cdot \cos\left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}\right) + \sqrt{(2 \cdot L)^2 - \left(\frac{L}{2} \cdot \sin\left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}\right)\right)^2}$$

$$V(\alpha) := V_c + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left(2 \cdot L + \frac{L}{2} - s(\alpha)\right) \quad A(\alpha) := \frac{\pi \cdot D^2}{2} + \frac{4 \cdot V(\alpha)}{D}$$

$$V_{RCA} := V(180 + 40) \quad V_{RCA} = 4.172 \times 10^{-3}$$

$$V_{PMS} := \frac{q}{r_{cg} - 1} \quad V_{PMS} = 2.522 \times 10^{-4}$$

$$q' := V_{RCA} - V_{PMS} \quad q' = 3.92 \times 10^{-3}$$

$$r_e := \frac{V_{RCA}}{V_{PMS}} \quad r_e = 16.544 \quad a := \frac{q'}{q} \quad a = 0.909 \quad (\text{Relación de expansión y coeficiente de llenado})$$

Comparación para máxima potencia W_e

$$n := 1500 \quad N := \frac{n}{60} \quad \Omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n \quad \omega := n \cdot \frac{360}{60}$$

$$U_m := 2 \cdot N \cdot L \quad U_m = 9.5 \quad A_f := \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad A_f = 0.023 \quad W_s := 2060 \quad t_s := 4$$

$$PME := W_e \cdot \frac{t}{A_f \cdot U_m \cdot 4} \quad PME = 9.553 \times 10^3 \quad (\text{Presión media efectiva})$$



$$\frac{W_e}{Q \cdot 1000} = 39.615$$

$$\frac{W_e}{4 \cdot A_f \cdot 10000} = 2.269$$

(Potencia específica y carga térmica)

Comparación para máximo par motor C_m

$$n := 1500$$

$$N := \frac{n}{60}$$

$$\Omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$

$$\omega := n \cdot \frac{360}{60}$$

$$U_m := 2 \cdot N \cdot L$$

$$U_m = 9.5$$

$$A_f := \pi \frac{D^2}{4}$$

$$A_f = 0.023$$

$$W_e := 2060 \quad t := 4$$

$$C_m := 13114.4$$

$$W_e C_m := C_m \frac{\Omega}{1000}$$

$$W_e C_m = 2.06 \times 10^3$$

(Par motor y Potencia efectiva)

$$PME := W_e \frac{t}{A_f U_m 4}$$

$$PME = 9.553 \times 10^3$$

(Presión media efectiva)

$$\frac{W_e C_m}{Q \cdot 1000} = 39.615$$

$$\frac{W_e C_m}{4 \cdot A_f \cdot 10000} = 2.269$$

(Potencia específica y carga térmica)

$$C_e := \frac{0.225}{3.6 \cdot 10^6}$$

$$L_i := 42.78 \cdot 10^6$$

$$\eta_e := \frac{1}{C_e \cdot L_i}$$

$$\eta_e = 0.374$$

(Consumo específico, Poder calorífico inferior del combustible y rendimiento efectivo)

Comparación para mínimo C_e

$$n := 1390$$

$$N := \frac{n}{60}$$

$$\Omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$

$$\omega := n \cdot \frac{360}{60}$$

$$U_m := 2 \cdot N \cdot L$$

$$U_m = 8.803$$

$$A_f := \pi \frac{D^2}{4}$$

$$A_f = 0.023$$

$$W_e := 596 \quad t := 4$$

$$C_m := 4378$$

$$W_e C_e := C_m \frac{\Omega}{1000}$$

$$W_e C_e := 1890$$

(Par motor y Potencia efectiva)

$$PME := W_e \frac{t}{A_f U_m 4}$$

$$PME = 2.983 \times 10^3$$

(Presión media efectiva)



$$\frac{W_e C_e}{Q \cdot 1000} = 36.346$$

$$\frac{W_e C_e}{4 \cdot A_f \cdot 10000} = 2.082$$

(Potencia específica y carga térmica)

$$C_e := \frac{0.190}{3.6 \cdot 10^6}$$

$$L_i := 42.78 \cdot 10^6$$

$$\eta_e := \frac{1}{C_e \cdot L_i}$$

$$\eta_e = 0.443$$

$$C_e = 5.278 \times 10^{-8}$$

MOTOR MAN MODELO 2676 LF11

Parametros de comparación

$$D_{aa} := 0.126$$

$$L_{aa} := 0.166$$

$$r_{cg} := 19$$

$$r_{eg} := 17.362$$

$$n_{cil} := 6$$

$$l_{aa} := 0.3$$

$$V_d := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L$$

$$V_d = 2.07 \times 10^{-3}$$

$$g_{aa} := V_d$$

(Volumen desplazado o cilindrada unitaria)

$$V_c := \frac{V_d}{r_{cg} - 1}$$

$$V_c = 1.15 \times 10^{-4}$$

(Volumen de la camara de combustión)

$$V_t := V_c + V_d$$

$$V_t = 2.185 \times 10^{-3}$$

(Volumen total)

$$Cilindrada := n_{cil} \cdot V_d$$

$$Cilindrada = 0.012$$

$$Q_{aa} := 0.052$$

(Cilindrada del motor)

$$\lambda_{aa} := \frac{1}{L}$$

$$\lambda = 1.807$$

(Relación entre longitud de centros de la biela y carrera)

Volumen y área en función de la posición del cigüeñal:

$$\alpha := 0..720$$

$$s(\alpha) := \frac{L}{2} \cdot \cos\left(\alpha \frac{2 \cdot \pi}{360}\right) + \sqrt{(2 \cdot L)^2 - \left(\frac{L}{2} \cdot \sin\left(\alpha \frac{2 \cdot \pi}{360}\right)\right)^2}$$



$$V(\alpha) := V_c + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \left(2 \cdot L + \frac{L}{2} - s(\alpha) \right)$$

$$A(\alpha) := \frac{\pi \cdot D^2}{2} + \frac{4 \cdot V(\alpha)}{D}$$

$$V_{RCA} := V(180 + 40) \quad V_{RCA} = 1.997 \times 10^{-3}$$

$$V_{PMS} := \frac{q}{r_{cg} - 1} \quad V_{PMS} = 1.15 \times 10^{-4}$$

$$q' := V_{RCA} - V_{PMS} \quad q' = 1.882 \times 10^{-3}$$

$$r_e := \frac{V_{RCA}}{V_{PMS}} \quad r_e = 17.362 \quad a := \frac{q'}{q} \quad a = 0.909 \quad (\text{Relación de expansión y coeficiente de llenado})$$

Comparación para máxima potencia W_e

$$n := 1700 \quad N := \frac{n}{60} \quad \Omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n \quad \omega := n \cdot \frac{360}{60}$$

$$U_m := 2 \cdot N \cdot L \quad U_m = 9.407 \quad A_f := \pi \frac{D^2}{4} \quad A_f = 0.012 \quad W_e := 397 \quad t_s := 4$$

$$PME := W_e \frac{t}{A_f \cdot U_m \cdot 4} \quad PME = 3.385 \times 10^3 \quad (\text{Presión media efectiva})$$

$$\frac{W_e}{Q \cdot 1000} = 7.635 \quad \frac{W_e}{4 \cdot A_f \cdot 10000} = 0.796 \quad (\text{Potencia específica y carga térmica})$$

Comparación para máximo par motor C_m

$$n := 1420 \quad N := \frac{n}{60} \quad \Omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n \quad \omega := n \cdot \frac{360}{60}$$

$$U_m := 2 \cdot N \cdot L \quad U_m = 7.857 \quad A_f := \pi \frac{D^2}{4} \quad A_f = 0.012 \quad W_e := 397 \quad t_s := 4$$

$$C_m := 2500 \quad W_e C_m := C_m \frac{\Omega}{1000} \quad W_e C_m = 371.755 \quad (\text{Par motor y Potencia efectiva})$$



$$PME := W_e \frac{t}{A_f U_m^4}$$

$$PME = 4.052 \times 10^3$$

(Presión media efectiva)

$$\frac{W_e C_m}{Q \cdot 1000} = 7.149$$

$$\frac{W_e C_m}{4 \cdot A_f \cdot 10000} = 0.745$$

(Potencia específica y carga térmica)

$$C_e := \frac{0.187}{3.6 \cdot 10^6}$$

$$L_i := 42.78 \cdot 10^6$$

$$\eta_e := \frac{1}{C_e \cdot L_i}$$

$$\eta_e = 0.45$$

Comparación para mínimo C_e

$$n := 1420$$

$$N := \frac{n}{60}$$

$$\Omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$

$$\omega := n \frac{360}{60}$$

$$U_m := 2 \cdot N \cdot L$$

$$U_m = 7.857$$

$$A_f := \pi \frac{D^2}{4}$$

$$A_f = 0.012$$

$$W_e := 380$$

$$t := 4$$

$$C_m := 2500$$

$$W_e C_e := C_m \frac{\Omega}{1000}$$

$$W_e C_e = 371.755$$

(Par motor y Potencia efectiva)

$$PME := W_e \frac{t}{A_f U_m^4}$$

$$PME = 3.879 \times 10^3$$

(Presión media efectiva)

$$\frac{W_e C_e}{Q \cdot 1000} = 7.149$$

$$\frac{W_e C_e}{4 \cdot A_f \cdot 10000} = 0.745$$

(Potencia específica y carga térmica)

$$C_e := \frac{0.187}{3.6 \cdot 10^6}$$

$$L_i := 42.78 \cdot 10^6$$

$$\eta_e := \frac{1}{C_e \cdot L_i}$$

$$\eta_e = 0.45$$

(Consumo específico, Poder calorífico inferior del combustible y rendimiento efectivo)

$$C_e = 5.194 \times 10^{-8}$$

MOTOR MAN MODELO 2676 LF12

Parametros de comparación

$$D := 0.126$$

$$L := 0.166$$

$$r_{cg} := 19$$

$$r_e := 17.362$$

$$\eta_{cil} := 6$$

$$l := 0.3$$



$$V_d := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \quad V_d = 2.07 \times 10^{-3} \quad q := V_d \quad (\text{Volumen desplazado o cilindrada unitaria})$$

$$V_c := \frac{V_d}{r_{cg} - 1} \quad V_c = 1.15 \times 10^{-4} \quad (\text{Volumen de la camara de combustión})$$

$$V_t := V_c + V_d \quad V_t = 2.185 \times 10^{-3} \quad (\text{Volumen total})$$

$$\text{Cilindrada} := n_{cil} \cdot V_d \quad \text{Cilindrada} = 0.012 \quad Q_s := 0.052 \quad (\text{Cilindrada del motor})$$

$$\lambda := \frac{l}{L} \quad \lambda = 1.807 \quad (\text{Relación entre longitud de centros de la biela y carrera})$$

Volumen y área en función de la posición del cigüeñal:

$$\alpha := 0..720$$

$$s(\alpha) := \frac{L}{2} \cdot \cos\left(\alpha \frac{2\pi}{360}\right) + \sqrt{(2 \cdot L)^2 - \left(\frac{L}{2} \sin\left(\alpha \frac{2\pi}{360}\right)\right)^2}$$

$$V(\alpha) := V_c + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left(2 \cdot L + \frac{L}{2} - s(\alpha)\right)$$

$$A(\alpha) := \frac{\pi \cdot D^2}{2} + \frac{4 \cdot V(\alpha)}{D}$$

$$V_{RCA} := V(180 + 40) \quad V_{RCA} = 1.997 \times 10^{-3}$$

$$V_{PMS} := \frac{q}{r_{cg} - 1} \quad V_{PMS} = 1.15 \times 10^{-4}$$

$$q' := V_{RCA} - V_{PMS} \quad q' = 1.882 \times 10^{-3}$$

$$r_e := \frac{V_{RCA}}{V_{PMS}} \quad r_e = 17.362 \quad a := \frac{q'}{q} \quad a = 0.909 \quad (\text{Relación de expansión y coeficiente de llenado})$$

Comparación para máxima potencia We

$$n_s := 1700 \quad N := \frac{n}{60} \quad \Omega := \frac{2\pi}{60} \cdot n \quad \omega := n \frac{360}{60}$$



$$\begin{aligned}
 U_m &:= 2 \cdot N \cdot L & U_m &= 9.407 & A_f &:= \pi \frac{D^2}{4} & A_f &= 0.012 & W_e &:= 353 & t &:= 4 \\
 P_{ME} &:= W_e \frac{t}{A_f \cdot U_m \cdot 4} & P_{ME} &= 3.01 \times 10^3 & & & & & & & & \text{(Presión media efectiva)} \\
 \frac{W_e}{Q \cdot 1000} &= 6.788 & \frac{W_e}{4 \cdot A_f \cdot 10000} &= 0.708 & & & & & & & \text{(Potencia específica y carga térmica)}
 \end{aligned}$$

Comparación para máximo par motor C_m

$$\begin{aligned}
 n &:= 1405 & N &:= \frac{n}{60} & \Omega &:= \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n & \omega &:= n \frac{360}{60} \\
 U_m &:= 2 \cdot N \cdot L & U_m &= 7.774 & A_f &:= \pi \frac{D^2}{4} & A_f &= 0.012 & W_e &:= 353 & t &:= 4 \\
 C_m &:= 2300 & W_{eCm} &:= C_m \frac{\Omega}{1000} & W_{eCm} &= 338.402 & & & & & \text{(Par motor y Potencia efectiva)} \\
 P_{ME} &:= W_e \frac{t}{A_f \cdot U_m \cdot 4} & P_{ME} &= 3.642 \times 10^3 & & & & & & & \text{(Presión media efectiva)} \\
 \frac{W_{eCm}}{Q \cdot 1000} &= 6.508 & \frac{W_{eCm}}{4 \cdot A_f \cdot 10000} &= 0.678 & & & & & & & \text{(Potencia específica y carga térmica)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C_e &:= \frac{0.184}{3.6 \cdot 10^6} & L_i &:= 42.78 \cdot 10^6 & \eta_e &:= \frac{1}{C_e \cdot L_i} & \eta_e &= 0.457
 \end{aligned}$$

Comparación para mínimo C_e

$$\begin{aligned}
 n &:= 1405 & N &:= \frac{n}{60} & \Omega &:= \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n & \omega &:= n \frac{360}{60} \\
 U_m &:= 2 \cdot N \cdot L & U_m &= 7.774 & A_f &:= \pi \frac{D^2}{4} & A_f &= 0.012 & W_e &:= 353 & t &:= 4 \\
 C_m &:= 2300 & W_{eCe} &:= C_m \frac{\Omega}{1000} & W_{eCe} &= 338.402
 \end{aligned}$$



$$PME := W_e \frac{t}{A_f \cdot U_m \cdot 4} \quad PME = 3.642 \times 10^3 \quad (\text{Presión media efectiva})$$

$$\frac{W_e C_e}{Q \cdot 1000} = 6.508 \quad \frac{W_e C_e}{4 \cdot A_f \cdot 10000} = 0.678 \quad (\text{Potencia específica y carga térmica})$$

$$C_e := \frac{0.184}{3.6 \cdot 10^6} \quad L_i := 42.78 \cdot 10^6 \quad \eta_e := \frac{1}{C_e \cdot L_i} \quad \eta_e = 0.457$$

$$C_e = 5.111 \times 10^{-8}$$

MOTOR MAN MODELO 2066 LF23

Parametros de comparación

$$D := 0.120 \quad L := 0.155 \quad r_{cg} := 19 \quad r_e := 17.362 \quad n_{cil} := 6 \quad l := 0.3$$

$$V_d := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \quad V_d = 1.753 \times 10^{-3} \quad g := V_d \quad (\text{Volumen desplazado o cilindrada unitaria})$$

$$V_c := \frac{V_d}{r_{cg} - 1} \quad V_c = 9.739 \times 10^{-5} \quad (\text{Volumen de la camara de combustión})$$

$$V_t := V_c + V_d \quad V_t = 1.85 \times 10^{-3} \quad (\text{Volumen total})$$

$$Cilindrada := n_{cil} \cdot V_d \quad Cilindrada = 0.011 \quad Q := 0.052 \quad (\text{Cilindrada del motor})$$

$$\lambda := \frac{1}{L} \quad \lambda = 1.935 \quad (\text{Relación entre longitud de centros de la biela y carrera})$$

Volumen y área en función de la posición del cigüeñal:

$$\alpha := 0..720$$

$$s(\alpha) := \frac{L}{2} \cdot \cos\left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}\right) + \sqrt{(2 \cdot L)^2 - \left(\frac{L}{2} \cdot \sin\left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}\right)\right)^2}$$



$$V_{PMS} := \frac{q}{r_{cg} - 1}$$

$$V_{PMS} = 9.739 \times 10^{-5}$$

$$g' := V_{RCA} - V_{PMS}$$

$$q' = 1.594 \times 10^{-3}$$

$$r_e := \frac{V_{RCA}}{V_{PMS}}$$

$$r_e = 17.362$$

$$a := \frac{q'}{q}$$

$$a = 0.909 \quad (\text{Relación de expansión y coeficiente de llenado})$$

Comparación para máxima potencia W_e

$$n := 1900$$

$$N := \frac{n}{60}$$

$$\Omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$

$$\omega := n \cdot \frac{360}{60}$$

$$U_m := 2 \cdot N \cdot L$$

$$U_m = 9.817$$

$$A_f := \pi \frac{D^2}{4}$$

$$A_f = 0.011$$

$$W_e := 324$$

$$t := 4$$

$$PME := W_e \frac{t}{A_f U_m^4}$$

$$PME = 2.918 \times 10^3$$

(Presión media efectiva)

$$\frac{W_e}{Q \cdot 1000} = 6.231$$

$$\frac{W_e}{4 \cdot A_f \cdot 10000} = 0.716$$

(Potencia específica y carga térmica)

Comparación para máximo par motor C_m

$$n := 1405$$

$$N := \frac{n}{60}$$

$$\Omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$

$$\omega := n \cdot \frac{360}{60}$$

$$U_m := 2 \cdot N \cdot L$$

$$U_m = 7.259$$

$$A_f := \pi \frac{D^2}{4}$$

$$A_f = 0.011$$

$$W_e := 324$$

$$t := 4$$

$$C_m := 2100$$

$$W_{eCm} := C_m \frac{\Omega}{1000}$$

$$W_{eCm} = 308.976$$

(Par motor y Potencia efectiva)

$$PME := W_e \frac{t}{A_f U_m^4}$$

$$PME = 3.946 \times 10^3$$

(Presión media efectiva)



$$\frac{W_e C_m}{Q \cdot 1000} = 5.942 \quad \frac{W_e C_m}{4 \cdot A_f \cdot 10000} = 0.683 \quad (\text{Potencia específica y carga térmica})$$

$$C_e := \frac{0.179}{3.6 \cdot 10^6} \quad L_i := 42.78 \cdot 10^6 \quad \eta_e := \frac{1}{C_e \cdot L_i} \quad \eta_e = 0.47$$

Comparación para mínimo C_e

$$n := 1405 \quad N := \frac{n}{60} \quad \Omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n \quad \omega := n \cdot \frac{360}{60}$$

$$U_m := 2 \cdot N \cdot L \quad U_m = 7.259 \quad A_f := \pi \frac{D^2}{4} \quad A_f = 0.011 \quad W_s := 324 \quad t := 4$$

$$C_m := 2100 \quad W_s C_e := C_m \frac{\Omega}{1000} \quad W_e C_e = 308.976 \quad (\text{Par motor y Potencia efectiva})$$

$$PME := W_e \frac{t}{A_f U_m^4} \quad PME = 3.946 \times 10^3 \quad (\text{Presión media efectiva})$$

$$\frac{W_e C_e}{Q \cdot 1000} = 5.942 \quad \frac{W_e C_e}{4 \cdot A_f \cdot 10000} = 0.683 \quad (\text{Potencia específica y carga térmica})$$

$$C_e := \frac{0.179}{3.6 \cdot 10^6} \quad L_i := 42.78 \cdot 10^6 \quad \eta_e := \frac{1}{C_e \cdot L_i} \quad \eta_e = 0.47$$

$$C_e = 4.972 \times 10^{-8} \quad (\text{Consumo específico, Poder calorífico inferior del combustible y rendimiento efectivo})$$



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID.
DPTO. DE INGENIERÍA MECÁNICA. ÁREA DE INGENIERÍA TÉRMICA.

SIMULACIÓN DE UN CICLO DIESEL

(*unidades: si no se especifica lo contrario son las del sistema internacional (SI) y los angulos estan en grados sexagesimales*)

2.DATOS PARA EL MODELO

2.1 GEOMETRÍA DEL MOTOR

-TIPO: Motor Caterpillar modelo 3512 de 4 tiempos, ignición espontánea (Diesel), inyección indirecta y con sobrealimentación

-DATOS BÁSICOS:

$$\begin{aligned}
 n &:= 1300 & N &:= \frac{n}{60} & \omega &:= \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n & \Omega &:= n \frac{360}{60} & \text{(Régimen de giro en rpm, rps, rad / s y grados / s)} \\
 D &:= 0.17 & L &:= 0.19 & r_{cg} &:= 18 & r_e &:= 16.5 & n_{cil} &:= 12 & l &:= 0.38 \\
 & & & & & & & & \text{(Diametro, carrera, relaciones de compresión geométrica y de expansión, número de cilindros y distancia entre centros de la biela)} \\
 V_d &:= \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L & V_d &= 4.313 \times 10^{-3} & q &:= V_d & & \text{(Volumen desplazado o cilindrada unitaria)} \\
 V_c &:= \frac{V_d}{r_{cg} - 1} & V_c &= 2.537 \times 10^{-4} & & & & \text{(Volumen de la cámara de combustión)} \\
 V_t &:= V_c + V_d & V_t &= 4.566 \times 10^{-3} & & & & \text{(Volumen total)} \\
 & & & & z(n) &:= 20.1893 - 3.75948 \left(\frac{n}{1000} \right) + 3.33129 \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \\
 \text{Cilindrada} &:= n_{cil} \cdot V_d & \text{Cilindrada} &= 0.052 & & & & \text{(Cilindrada del motor)} \\
 \lambda &:= \frac{1}{L} & \lambda &= 2 & & & & \text{(Relación entre longitud de centros de la biela y carrera)}
 \end{aligned}$$

Angulos de la distribución:

$$AAA = AAE = RCE = 0$$

$$RCA := 20$$

$$AI := 9$$



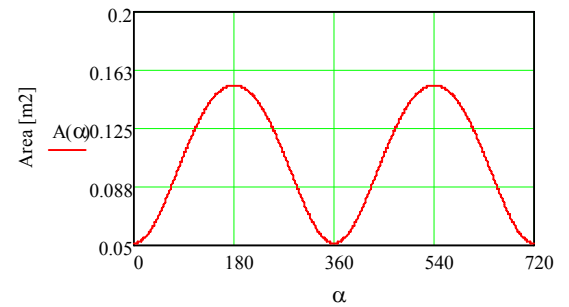
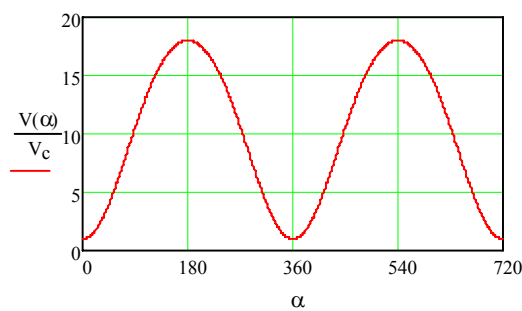
Volumen y área en función de la posición del cigüeñal:

$$\alpha := 0..720$$

$$V(\alpha) := V_c + \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4 \cdot 2} \left(1 + 2 \cdot \lambda - \cos\left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}\right) - \sqrt{4 \cdot \lambda^2 - \sin\left(\alpha \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{360}\right)^2} \right)$$

$$A(\alpha) := \frac{\pi \cdot D^2}{2} + \frac{4 \cdot V(\alpha)}{D}$$

$$DV(\alpha, \Delta\alpha) := L \cdot \frac{\pi}{360} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{360} \cdot 2 \cdot \pi\right) \cdot \left[1 + \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{360} \cdot 2 \cdot \pi\right) \cdot \frac{L}{2}}{\sqrt{(2 \cdot L)^2 - \left(\frac{L}{2} \cdot \sin\left(\alpha \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{360}\right)\right)^2}} \right] \cdot \Delta\alpha$$



Propiedades de los gases típicos en combustión.

$$R_u := 8.3178 \quad \frac{\text{joule}}{\text{mole} \cdot \text{K}} \quad t(T) := T - 273.15$$

I. Peso molecular

Datos tomados de M. J. Moran y H. N. Shapiro "Fundamentos de Termodinámica Técnica".

$$\begin{array}{llll} PM_{H_2O} := 18.02 \cdot 10^{-3} & PM_{Ar} := 39.94 \cdot 10^{-3} & PM_C := 12.01 \cdot 10^{-3} & PM_{CO_2} := 44.01 \cdot 10^{-3} \\ PM_{H_2} := 2.018 \cdot 10^{-3} & PM_{CO} := 28.01 \cdot 10^{-3} & PM_{N_2} := 28.01 \cdot 10^{-3} & PM_{O_2} := 32 \cdot 10^{-3} \end{array}$$



$$\begin{aligned}
 PM_{NO} &:= 30.005 \cdot 10^{-3} & PM_N &:= 14.005 \cdot 10^{-3} & PM_{OH} &:= 17.009 \cdot 10^{-3} & PM_H &:= 1.009 \cdot 10^{-3} \\
 PM_O &:= 16 \cdot 10^{-3} & PM_{CH_4} &:= 16.046 \cdot 10^{-3} & PM_{airet} &:= 28.97 \cdot 10^{-3} & PM_{Gasoiil} &:= 148.610^{-3} \\
 PM_{aire} &:= (.78 \cdot PM_{N_2} + .21 \cdot PM_{O_2} + .01 \cdot PM_{Ar}) & PM_{aire} &= 0.029
 \end{aligned}$$

II. $C_p(T)$, $C_v(T)$, $cp(T)$ y $cv(T)$.

Datos de R. S. Benson "Advanced Engineering Thermodynamics"

.Las unidades de C_p y C_v son las de R , constante universal de los gases, por lo que estan en base molar, mientras que cp y cv estan en base másica.

Para el Gasoil los datos son adaptados de Rossini et al. ref.16 del capitulo 4 de J. B. Heywood "Internal Combustion Engine Fundamentals".

$$C_{pN_2}(T) := [3.34435 + 2.9426 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot (T) + 1.953 \cdot 10^{-9} \cdot 3 \cdot (T)^2 + -6.5747 \cdot 10^{-12} \cdot 4 \cdot (T)^3] \cdot R_u$$

$$C_{vN_2}(T) := C_{pN_2}(T) - R_u \quad cp_{N_2}(T) := \frac{C_{pN_2}(T)}{PM_{N_2}} \quad cv_{N_2}(T) := \frac{C_{vN_2}(T)}{PM_{N_2}}$$

$$C_{pO_2}(T) := [3.25304 + 6.5235 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot (T) + -1.49524 \cdot 10^{-7} \cdot 3 \cdot (T)^2 + 1.53897 \cdot 10^{-11} \cdot 4 \cdot (T)^3] \cdot R_u$$

$$C_{vO_2}(T) := C_{pO_2}(T) - R_u \quad cp_{O_2}(T) := \frac{C_{pO_2}(T)}{PM_{O_2}} \quad cv_{O_2}(T) := \frac{C_{vO_2}(T)}{PM_{O_2}}$$

$$C_{pH_2}(T) := [3.43328 + -8.181 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot (T) + 9.6699 \cdot 10^{-8} \cdot 3 \cdot (T)^2 + -1.44392 \cdot 10^{-11} \cdot 4 \cdot (T)^3] \cdot R_u$$

$$C_{vH_2}(T) := C_{pH_2}(T) - R_u \quad cp_{H_2}(T) := \frac{C_{pH_2}(T)}{PM_{H_2}} \quad cv_{H_2}(T) := \frac{C_{vH_2}(T)}{PM_{H_2}}$$

$$C_{pAr}(T) := 2.5 \cdot R_u$$

$$C_{vAr}(T) := C_{pAr}(T) - R_u \quad cp_{Ar}(T) := \frac{C_{pAr}(T)}{PM_{Ar}} \quad cv_{Ar}(T) := \frac{C_{vAr}(T)}{PM_{Ar}}$$

$$C_{pH_2O}(T) := [3.74292 + 5.6559 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot T + 4.9524 \cdot 10^{-8} \cdot 3 \cdot (T)^2 + -1.81802 \cdot 10^{-11} \cdot 4 \cdot (T)^3] \cdot R_u$$



$$C_{vH_2O}(T) := C_{pH_2O}(T) - R_u \quad c_{pH_2O}(T) := \frac{C_{pH_2O}(T)}{PM_{H_2O}} \quad c_{vH_2O}(T) := \frac{C_{vH_2O}(T)}{PM_{H_2O}}$$

$$C_{pCO_2}(T) := \left[3.0959 + 2.73114 \cdot 10^{-3} \cdot T + -7.88542 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 + 8.66002 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 \right] \cdot R_u$$

$$C_{vCO_2}(T) := C_{pCO_2}(T) - R_u \quad c_{pCO_2}(T) := \frac{C_{pCO_2}(T)}{PM_{CO_2}} \quad c_{vCO_2}(T) := \frac{C_{vCO_2}(T)}{PM_{CO_2}}$$

$$C_{pCO}(T) := \left[3.317 + 3.7697 \cdot 10^{-4} \cdot T + -3.2208 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + -2.1945 \cdot 10^{-12} \cdot T^3 \right] \cdot R_u$$

$$C_{vCO}(T) := C_{pCO}(T) - R_u \quad c_{pCO}(T) := \frac{C_{pCO}(T)}{PM_{CO}} \quad c_{vCO}(T) := \frac{C_{vCO}(T)}{PM_{CO}}$$

$$C_{pCH_4}(T) := \left[1.93529 + 4.96462 \cdot 10^{-3} \cdot T + -1.24402 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + \dots \right. \\ \left. + 1.62497 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 + -8.58611 \cdot 10^{-15} \cdot T^4 \right] \cdot R_u$$

$$C_{vCH_4}(T) := C_{pCH_4}(T) - R_u \quad c_{pCH_4}(T) := \frac{C_{pCH_4}(T)}{PM_{CH_4}} \quad c_{vCH_4}(T) := \frac{C_{vCH_4}(T)}{PM_{CH_4}}$$

$$C_{p_{aire}}(T) := 0.21 \cdot C_{pO_2}(T) + 0.78 \cdot C_{pN_2}(T) + 0.01 \cdot C_{pAr}(T)$$

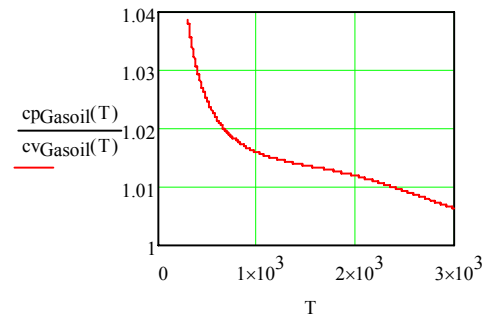
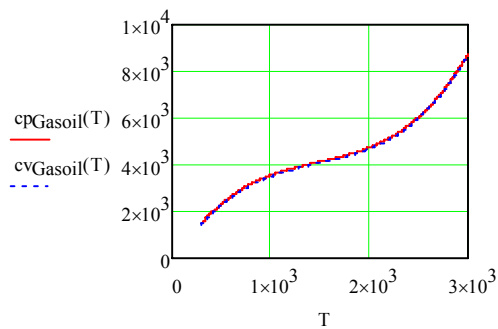
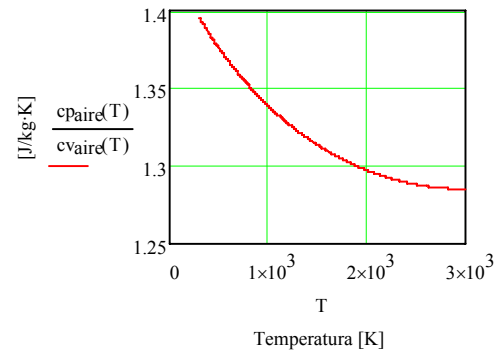
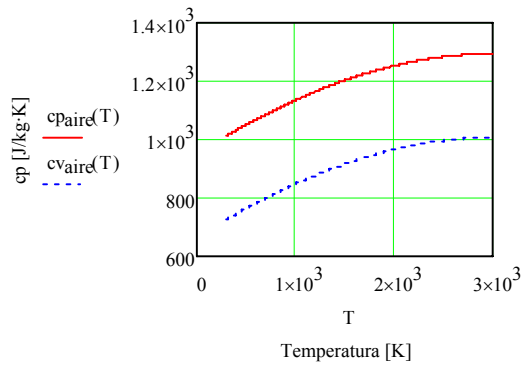
$$C_{v_{aire}}(T) := C_{p_{aire}}(T) - R_u \quad c_{p_{aire}}(T) := \frac{C_{p_{aire}}(T)}{PM_{aire}} \quad c_{v_{aire}}(T) := \frac{C_{v_{aire}}(T)}{PM_{aire}}$$

$$C_{p_{gasoil}}(T) := -38.064334 + 1.0323346 \cdot T - 6.008 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 1.351135 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + \frac{216524}{T^2}$$

$$C_{v_{gasoil}}(T) := C_{p_{gasoil}}(T) - R_u \quad c_{p_{gasoil}}(T) := \frac{C_{p_{gasoil}}(T)}{PM_{gasoil}} \quad c_{v_{gasoil}}(T) := \frac{C_{v_{gasoil}}(T)}{PM_{gasoil}}$$

$$\gamma_{aire}(T) := \frac{c_{p_{aire}}(T)}{c_{v_{aire}}(T)} \quad \gamma_{gasoil}(T) := \frac{c_{p_{gasoil}}(T)}{c_{v_{gasoil}}(T)}$$

$$T_{aa} := 300 \dots 3000$$



DATOS SOBRE LOS FLUÍDOS DE TRABAJO Y LA COMBUSTIÓN

-COMBUSTIBLE: Gasoil con formula equivalente $C_{10.8}H_{18.7}$

$$\begin{aligned} \alpha_c &:= 10.8 & h &:= 18.7 & o &:= 0 & \alpha_h &:= 0 \\ L_i &:= 42.78 \cdot 10^6 & & & & & & \text{(poder calorífico inferior del combustible)} \end{aligned}$$

-DOSADOS:

$$F_e := 0.069 \quad F_R := 0.8 \quad (0.2 - 0.8) \quad \underline{F} := F_R \cdot F_e \quad F = 0.055$$

-PROPIEDADES: de los flúidos que evolucionarán en el ciclo:

(cp, cv, h y u en base másica ; SUBINDICES: A= aire C= combustible q= quemados)

Aire:

$$P_{MA} := P_{MAire}$$

$$R_{gA} := \frac{R_u}{P_{MA}}$$

$$R_{gA} = 287.145$$

$$c_{PA}(T) := c_{PAire}(T)$$

$$c_{vA}(T) := c_{vAire}(T)$$

$$\gamma_A(T) := \frac{c_{PAire}(T)}{c_{vAire}(T)}$$

Combustible:

$$\begin{aligned}
 \text{PM}_C &:= \text{PM}_{\text{Gasoil}} & R_{gC} &:= \frac{R_u}{\text{PM}_C} & \text{CN} &:= 50 \\
 & & \text{CN es el índice de cetano del gasoleo.} & & & \\
 \text{cpC}(T) &:= \text{cp}_{\text{Gasoil}}(T) & \text{cvC}(T) &:= \text{cpC}(T) - R_{gC} & & \\
 E_A &:= \frac{618840}{\text{CN} + 25} & E_A &= 8.251 \times 10^3 & \text{Energía de activación.} & \\
 \eta_{\text{comb}} &:= 1 & & & &
 \end{aligned}$$

-BUCLE DE RENOVACION DE CARGA:

Hipótesis: AAA=AAE=RCE=0 Pa=cte. Pe=cte.

$$\begin{aligned}
 \pi_c &:= 1.9 & \eta_c &:= 0.9 \\
 p_a &:= 101325 & T_a &:= 293 & \gamma_a &:= 1.396 & \frac{\text{cp}_{\text{aire}}(T_a)}{\text{cv}_{\text{aire}}(T_a)} &= 1.396 \\
 T_{sc} &:= T_a \cdot \left(1 + \frac{\pi_c}{\eta_c} \cdot \frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} \right) & T_{sc} &= 358.014 & \text{Temperatura a la salida del compresor} & \\
 T_{ad} &:= T_{sc} - 60 & T_{ad} &= 298.014 & \text{temperatura de admisión} & \\
 p_{ad} &:= p_a \cdot \pi_c & p_{ad} &= 1.925 \times 10^5 & \text{Presión a la salida del compresor (presión de admisión)} & \\
 p_e &:= 0.9 \cdot p_{ad} & & & &
 \end{aligned}$$

Condiciones de inicio del bucle de alta presión (punto 1')

$$\begin{aligned}
 P_{1'} &:= p_{ad} \\
 V_{RCA} &:= V(180 + RCA) & V_{1'} &:= V_{RCA} & V_{RCA} &= 4.468 \times 10^{-3} \\
 r_c &:= \frac{V_{RCA}}{V_c} & r_c &= 17.612
 \end{aligned}$$

Cilindrada efectiva y coeficiente de llenado:

$$\begin{aligned}
 q_e &:= V_{RCA} - V_c & q_e &= 4.214 \times 10^{-3} & a &:= \frac{q_e}{q} & a &= 0.977
 \end{aligned}$$



Reference: d:\Documents and Settings\jvillae\Mis documentos\SAVE\Jorge Villaescusa Nista\

TEMPERATURA DE GASES RESIDUALES

Primeramente realizamos una estimación de la Presión y la Temperatura en el punto 5:

$$T_5 := 530$$

$$p_5 := 3 \cdot 10^5$$

A continuación calculamos el ciclo entero con esa estimación y obtenemos un nuevo valor para la Presión y la Temperatura en el punto 5:

T_5

p_5

$$\text{Equil} = \begin{pmatrix} 2.564 \times 10^3 \\ 10.46 \\ 0.34 \\ 9.302 \\ 0.048 \\ 4.063 \\ 71.848 \end{pmatrix}$$

$$\gamma_q(T_5, \text{Equil}) = 1.347$$

$$T_r := T_5 \left(\frac{p_e}{p_5} \right)^{\frac{\gamma_q(T_5, \text{Equil}) - 1}{\gamma_q(T_5, \text{Equil})}}$$

$$T_r = 460.103$$

Fracción másica de gases residuales:

$$f := \frac{1}{1 + \frac{T_r}{T_{ad}} \left[\frac{p_{ad}}{p_e} \cdot r_c - \left[1 - \frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} \cdot \left(1 - \frac{p_{ad}}{p_e} \right) \right] \right]}$$

$$f = 0.034$$

Temperatura de los gases en el punto 1':

$$T_{1'} := (1 - f) \cdot T_{ad} + f \cdot T_r \left[1 - \frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} \cdot \left(1 - \frac{p_{ad}}{p_e} \right) \right]$$

$$T_{1'} = 303.976$$



$$m_{l'} := \frac{P_{l'} \cdot V_{l'}}{R_{gA} \cdot T_{l'}}$$

$$F := F_R \cdot F_e$$

Rendimiento volumétrico cuasi-estacionario:

$$\eta_v := a \cdot \left[1 + \frac{1 - \frac{p_e}{p_a}}{\gamma_a (r_c - 1)} \right]$$

$$\eta_v = 0.947$$

$$m_{l'} := m_l \cdot \eta_v$$

$$m_{l'} = 9.335 \times 10^{-3}$$

$$m_{aire} := m_{l'}$$

$$m_c := F \cdot m_{l'}$$

$$m_c = 5.153 \times 10^{-4}$$

$$m_{ciclo} := m_c + m_{l'}$$

$$m_{ciclo} = 9.85 \times 10^{-3}$$

Masa de combustible a inyectar:

$$m_{a1'} := \frac{m_c}{F \cdot (1 - f)}$$

$$m_{a1'} = 9.661 \times 10^{-3}$$

velocidad angular del motor y velocidad lineal del embolo:

$$\omega = 136.136$$

$$u_m := \omega \cdot \frac{L}{\pi}$$

$$u_m = 8.233$$

$$v_s := \frac{D \cdot \omega}{2}$$

$$v_s := (\gamma \cdot R_g \cdot T)^{\frac{1}{2}}$$

velocidad del sonido en gases

$$v_s = 11.572$$



INTERVALO ANGULAR OCUPADO POR LA INYECCIÓN:

$$\Delta\alpha_i := 25.71 \cdot F_R + 14.429$$

$$\Delta\alpha_i = 34.997$$

-CALOR LIBERADO DURANTE LA COMBUSTION DE PREMEZCLA (Q_{c1}):

$$R_u = 8.318$$

$$\Delta\alpha_l := 7 \quad \text{Angulo ocupado por la combustión de premezcla, al ser muy rápida, su valor está comprendido entre 5 y 10:}$$

Debemos realizar una estimación de la presión y la temperatura en el avance a la inyección.

$$CN = 50 \quad E_A = 8.251 \times 10^3$$

$$p_{\alpha r} := 1.615 \cdot r_c^{1.3} \quad p_{\alpha r} = 69.187 \quad \text{Estimación de la presión en el angulo de avance a la inyección por compresión isoentropica [bar]}$$

$$T_{\alpha r} := 358.477 \cdot r_c^{1.3-1} \quad T_{\alpha r} = 847.624 \quad \text{Estimación de la Temperatura en el angulo de avance a la inyección por compresión isoentropica [K]}$$

$$\Delta\alpha_r := (0.36 + 0.22 \cdot u_m) \cdot e^{\left[E_A \cdot \left(\frac{1}{R_u \cdot T_{\alpha r}} - \frac{1}{17190} \right) \cdot \left(\frac{21.2}{p_{\alpha r} - 12.4} \right)^{0.63} \right]} \quad \Delta\alpha_r = 3.147$$

$$m_c := m_{c1} + m_{c2} \quad m_c = 5.153 \times 10^{-4}$$

$$m_{c1} := m_c \cdot \frac{\Delta\alpha_r}{\Delta\alpha_i} \quad m_{c1} = 4.633 \times 10^{-5}$$

$$Q_{c1} := m_c \cdot \frac{\Delta\alpha_r}{\Delta\alpha_i} \cdot L_i \quad Q_{c1} = 1.982 \times 10^3$$



$$\alpha_{AI} := 360 - A_I$$

$$\alpha_{i1} := \alpha_{AI} + \Delta\alpha_i$$

$$\alpha_{i1} = 354.147$$

Angulo de inicio de la combustión de premezcla

$$\alpha_{f1} := \alpha_{i1} + \Delta\alpha_1$$

$$\alpha_{f1} = 361.147$$

Angulo de finalización de la combustión de premezcla

-CALOR LIBERADO DURANTE LA COMBUSTION DE DIFUSIÓN (Q_{c2}):

$\Delta\alpha_2 := 55$ Angulo ocupado por la combustión de difusión, su valor está comprendido entre 40 y 80:

$$Q_{c2} := m_c \cdot \left(1 - \frac{\Delta\alpha_r}{\Delta\alpha_i} \right) \cdot L_i$$

$$Q_{c2} = 2.006 \times 10^4$$

$$\alpha_{AI} := 360 - A_I$$

$$\alpha_{i2} := \alpha_{AI} + \Delta\alpha_i$$

$$\alpha_{i2} := \alpha_{i2}$$

Angulo de inicio de la combustión de difusión

$$\alpha_{f2} := \alpha_{i2} + \Delta\alpha_2$$

$$\alpha_{f2} = 409.147$$

Angulo de finalización de la combustión de difusión

-LEY DE MASA QUEMADA:.

$$\alpha_{AI} = 351$$

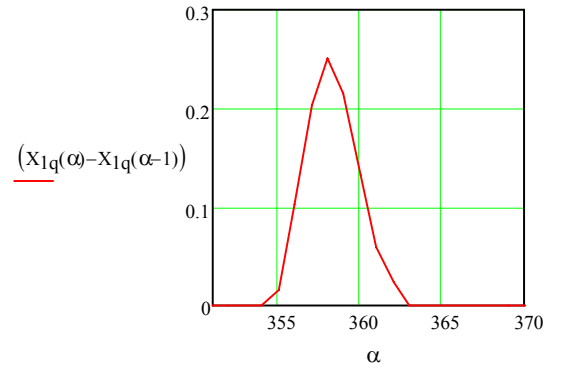
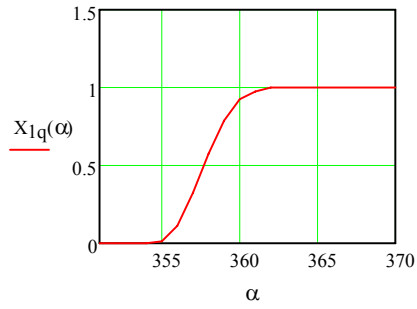
$$\alpha := 0..720$$

$$a_1 := 4$$

$$m_1 := 1.6$$

coeficientes a_1 y m_1 son $a_1=4$ y $m_1=1.3$

$$X_{1q}(\alpha) := \begin{cases} 0 & \text{if } \alpha < \alpha_{i1} \\ \left[1 - e^{-a_1 \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_{i1}}{\Delta\alpha_1} \right)^{(m_1+1)}} \right] & \text{if } \alpha_{i1} \leq \alpha \leq \alpha_{f1} \\ 1 & \text{if } \alpha > \alpha_{f1} \end{cases}$$

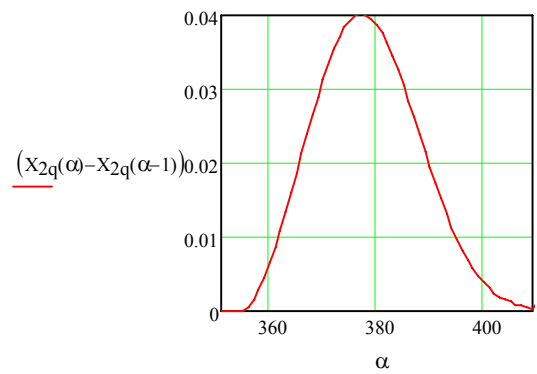
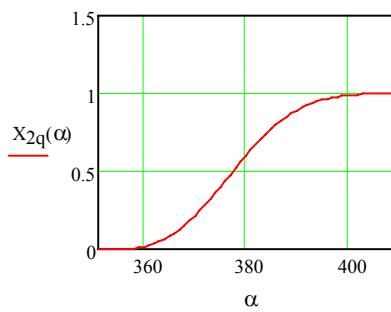


Ley de Wiebe para difusión.

$$a_2 := 7$$

$$m_2 := 1.7$$

$$X_{2q}(\alpha) := \begin{cases} 0 & \text{if } \alpha < \alpha_{i2} \\ \left[1 - e^{-a_2 \left(\frac{\alpha - \alpha_{i2}}{\Delta \alpha_2} \right)^{m_2 + 1}} \right] & \text{if } \alpha_{i2} \leq \alpha \leq \alpha_{f2} \\ 1 & \text{if } \alpha > \alpha_{f2} \end{cases}$$



Ley de Wiebe para difusión y premezcla

$$q_1 := \frac{\Delta \alpha_r}{\Delta \alpha_i}$$

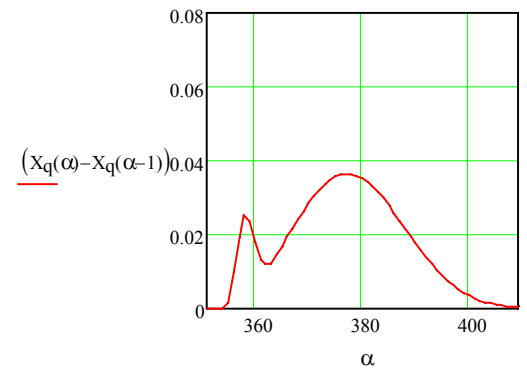
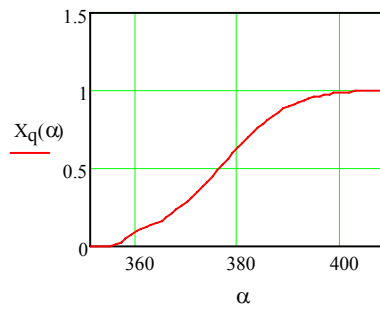
$$q_1 = 0.09$$



$$q_2 := \frac{\Delta\alpha_i - \Delta\alpha_r}{\Delta\alpha_i}$$

$$q_2 = 0.91$$

$$X_q(\alpha) := \begin{cases} 0 & \text{if } \alpha < \alpha_1 \\ (X_{1q}(\alpha - q_1) + (X_{2q}(\alpha - q_2) & \text{if } \alpha_1 \leq \alpha \leq \alpha_2 \\ 1 & \text{if } \alpha > \alpha_2 \end{cases}$$



Mezcla de gases frescos y quemados:

$$PRES = 6.08 \times 10^6$$

$$\gamma(T, \alpha) := \frac{(1 - X_q(\alpha - f)) \cdot c_{p,air}(T) + (X_q(\alpha + f)) \cdot c_{p,q}(T, Equil)}{(1 - X_q(\alpha - f)) \cdot c_{v,air}(T) + (X_q(\alpha + f)) \cdot c_{v,q}(T, Equil)}$$

$$\gamma(T, \alpha)$$

-COMPROBACIÓN DEL CALOR LIBERADO CON ENERGÍA DISPONIBLE:

$$Q_d(\alpha) := m_c \cdot L_i \cdot \left(\frac{d}{d\alpha} X_q(\alpha) \right)$$

$$\sum_{\alpha=1}^{720} Q_d(\alpha) = 2.201 \times 10^4$$

$$m_c \cdot L_i = 2.204 \times 10^4$$

-TRANSFERENCIA DE CALOR:

$$V_c = 2.537 \times 10^{-4}$$

Volumen de la cámara de combustión



$$y_0 := \frac{V_c}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} \quad y_0 = 0.011 \quad \text{Altura media de la camara de combustión}$$

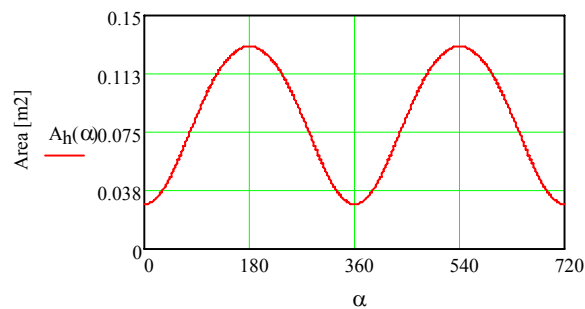
$$A_c := \pi \cdot D \cdot y_0 + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad A_c = 0.029 \quad \text{Superficie de la camara de combustión (simplificada)}$$

$$RAV_c := \frac{A_c}{V_c} \quad RAV_c = 113.003 \quad \text{Relación Superficie / Volumen de la camara de combustión}$$

$$T_{\text{pared}} := 413 \quad \text{Temperatura media de la pared del cilindro estimada}$$

$$A_h(\alpha) := A_c + \frac{\pi \cdot D \cdot L}{2} \left(1 + 2 \cdot \lambda - \cos\left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}\right) - \sqrt{4 \cdot \lambda^2 - \sin\left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}\right)^2} \right)$$

Area instantanea de transferencia de calor en función del angulo de giro



Coefficiente de flujo convectivo de calor :

$$C_1 := 6.18 \quad C_2 := 0 \quad \text{Coeficientes para calcular la velocidad media de los gases (admisión y escape)}$$

$$u_{gm} := C_1 \cdot u_m + C_2 \cdot \frac{q \cdot T_a}{p_a \cdot V_{RCA}} \cdot (p - p_m) \quad \text{Velocidad media de los gases}$$

$$u_{gm} := C_1 \cdot u_m \quad u_{gm} = 50.882$$

$$h_1' := 3.26 \cdot D^{-0.2} \cdot (p_1' \cdot 10^{-3})^{0.8} \cdot T_1'^{-0.55} \cdot u_{gm}^{0.8} \quad \text{Correlación de Woschni para calcular el coeficiente de flujo convectivo de calor}$$

$$h_1' = 312.172 \quad \text{Coeficiente de flujo convectivo de calor en el punto 1'}$$



INTEGRACIÓN NUMÉRICA DE LAS ECUACIONES

Las ecuaciones de conservación se integrarán numericamente por el método de Euler con los siguientes parámetros:

$$\Delta\alpha := 1 \quad \text{deg} \quad \Delta t := \frac{\Delta\alpha}{\omega} \quad \text{Tamaño del paso de integración.}$$

$$N_{\text{pasos}} := \frac{720}{\Delta\alpha} \quad N_{\text{pasos}} = 720 \quad \text{Número de pasos}$$

$$ic := \frac{180 + RCA}{\Delta\alpha} \quad ic = 200 \quad fc := \frac{540}{\Delta\alpha} \quad \text{Inicio y fin de ciclo}$$

$$i := 0..720$$

$$\alpha_1 := i \cdot \Delta\alpha \quad P_{ic} := P_1' \quad T_{ic} := T_1' \quad h_{ic} := h_1'$$

CICLO sin combustion

```

Ciclo_sin_comb :=
  P_ic ← P_1'
  T_ic ← T_1'
  h_ic ← h_1'
  for i ∈ ic..fc
    α ← i · Δα
    Qh_{i+1} ← \frac{A_h(\alpha) \cdot h_i}{\omega} (T_i - T_{pared})
    P_{i+1} ← P_i \left[ 1 - \frac{\gamma(T_i, \alpha)}{V(\alpha)} \cdot \Delta\alpha \left( \frac{d}{d\alpha} V(\alpha) \right) \right] - \Delta\alpha \frac{\gamma(T_i, \alpha) - 1}{V(\alpha)} \cdot Qh_{i+1}
    T_{i+1} ← T_i + \Delta\alpha \left[ \left( \frac{T_i}{P_i} \right) \cdot \left( \frac{P_{i+1} - P_i}{\Delta\alpha} \right) + \left( \frac{T_i}{V(\alpha)} \right) \cdot \left( \frac{d}{d\alpha} V(\alpha) \right) \right]
    h_{i+1} ← 3.26 \cdot D^{-0.2} \cdot (P_{i+1} \cdot 10^{-3})^{0.8} \cdot (T_{i+1})^{-0.55} \cdot (2.28 u_m)^{0.8}
    W_{i+1} ← P_i (V(\alpha + \Delta\alpha) - V(\alpha))
  for i ∈ ic..fc
    result_sin_comb_{i+1,0} ← P_{i+1}
    result_sin_comb_{i+2,1} ← T_{i+1}
    result_sin_comb_{i+3,2} ← h_{i+1}
    result_sin_comb_{i+3,3} ← W_{i+1}
  result_sin_comb

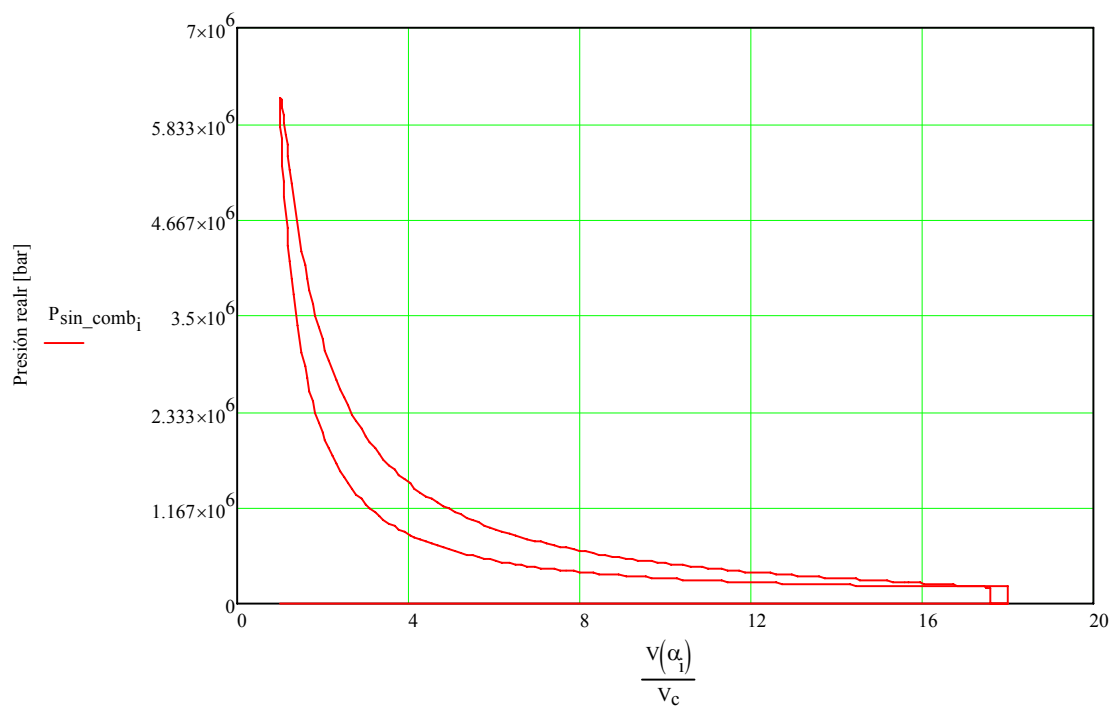
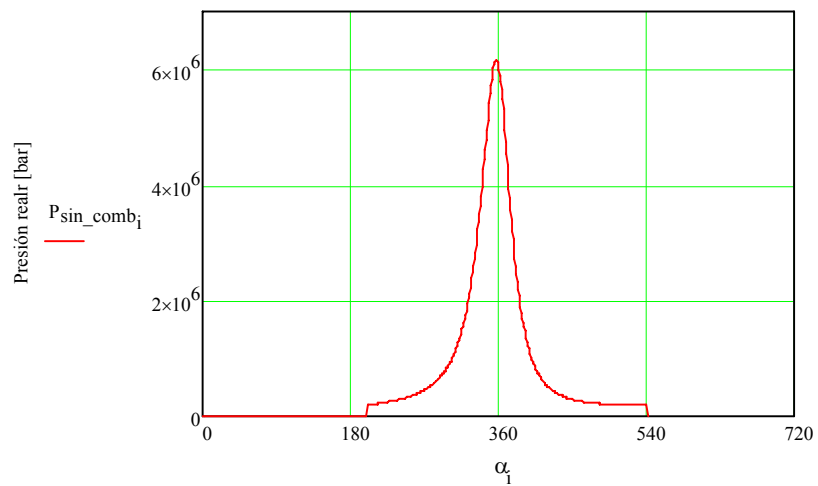
```

$$P_{\sin_comb} := \text{Ciclo_sin_comb}^{(0)}$$

$$T_{\sin_comb} := \text{Ciclo_sin_comb}^{(1)}$$

$$h_{\sin_comb} := \text{Ciclo_sin_comb}^{(2)}$$

$$W_{\sin_comb} := \text{Ciclo_sin_comb}^{(3)}$$





CICLO completo

```

Ciclo :=
  Pic ← Pl'
  Tic ← Tl'
  hic ← hl'
  for k ∈ 1..5
    for i ∈ ic..fc
      α ← i·Δα
      qci+1 ← hi·(Tg - Tpared)
      Tg ←  $\frac{P_i \cdot V(\alpha)}{m_{l'} \cdot R_{gA}}$ 
      Qci+1 ← mc·Li·ηcomb· $\left(\frac{d}{d\alpha} X_q(\alpha)\right)$ 
      Qhi+1 ←  $\frac{A_h(\alpha)}{\omega} \cdot h_i \cdot (T_g - T_{pared})$ 
      Pi+1 ← Pi· $\left[1 - \frac{\gamma(T_i, \alpha)}{V(\alpha)} \cdot \Delta\alpha \cdot \left(\frac{d}{d\alpha} V(\alpha)\right)\right] + \Delta\alpha \cdot \frac{\gamma(T_i, \alpha) - 1}{V(\alpha)} \cdot (Q_{c_{i+1}} - Q_{h_{i+1}})$ 
      Ti+1 ← Ti + Δα· $\left[\left(\frac{T_i}{P_i}\right) \cdot \left(\frac{P_{i+1} - P_i}{\Delta\alpha}\right) + \left(\frac{T_i}{V(\alpha)}\right) \cdot \left(\frac{d}{d\alpha} V(\alpha)\right)\right]$ 
      τi+1 ← Pi·(V(α + Δα) - V(α))
      C1 ←  $\begin{cases} 6.18 & \text{if } 0 < \alpha \leq ic \\ 1.27 & \text{otherwise} \end{cases}$ 
      C2 ←  $\begin{cases} (3.24 \cdot 10^{-3}) & \text{if } \alpha_{i1} \leq \alpha \leq fc \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$ 
      ugmi+1 ← C1·um + C2· $\left[\left(\frac{V(\alpha) \cdot T_{sin\_comb}}{P_{sin\_comb}}\right)_{ic+1} \cdot (P_{i+1} - P_{sin\_comb})_{i+1}\right]$ 
      hi+1 ← 3.26·D-0.2· $\left(P_{i+1} \cdot 10^{-3}\right)^{0.8} \cdot (T_g)^{-0.55} \cdot (u_{gm_{i+1}})^{0.8}$ 
      Wi+1 ← Pi·(V(α + Δα) - V(α))
      Cri ←  $\frac{\gamma(T_i, \alpha)}{V(\alpha)} \cdot \frac{d}{d\alpha} V(\alpha)$ 
      εi+1 ←  $\frac{\Delta\alpha}{2} \cdot \left(\frac{P_{i+1} - P_i}{\Delta\alpha} - \frac{P_i - P_{i-1}}{\Delta\alpha}\right)$ 
      Tr ← Tfc· $\left(\frac{p_e}{p_{fc}}\right)$ 
      Tic ← (1 - f)·Tad + f·Tr· $\left[1 - \frac{\gamma(T_r, \alpha) - 1}{\gamma(T_r, \alpha)} \cdot \left(1 - \frac{p_{ad}}{p_e}\right)\right]$ 
      f ←  $\frac{1}{1 + \frac{T_r}{T_{ad}} \cdot \left[\frac{p_{ad}}{p_e} \cdot r_c - \left[1 - \frac{\gamma(T_r, \alpha) - 1}{\gamma(T_r, \alpha)} \cdot \left(1 - \frac{p_{ad}}{p_e}\right)\right]\right]}$ 
      ml' ←  $\frac{P_{ic} \cdot V(ic)}{R_{gA} \cdot T_{ic}}$ 
      mc ← ml'·F
    for i ∈ ic..fc
      resulti+1, 0 ← Pi+1
      resulti+1, 1 ← Ti+1
      resulti+1, 2 ← τi+1
      resulti+1, 3 ← hi+1
      resulti+1, 4 ← Qci+1
      resulti+1, 5 ← Qhi+1
      resulti+1, 6 ← qci+1
      resulti+1, 7 ← ugmi
      resulti+1, 8 ← Wi+1
      resulti+1, 9 ← Cri
      resulti+1, 10 ← εi+1
  result

```



$P_r := \text{Ciclo}^{(0)}$ $T := \text{Ciclo}^{(1)}$ $\tau := \text{Ciclo}^{(2)}$ $h := \text{Ciclo}^{(3)}$ $Q_c := \text{Ciclo}^{(4)}$
 $Q_h := \text{Ciclo}^{(5)}$ $q_c := \text{Ciclo}^{(6)}$ $u_{gm} := \text{Ciclo}^{(7)}$ $W := \text{Ciclo}^{(8)}$ $C_r := \text{Ciclo}^{(9)}$
 $\varepsilon := \text{Ciclo}^{(10)}$

Verificación del ángulo de avance a la inyección

```

OPmax :=
  αmax ← ic
  Pmax ← Pric
  for i ∈ ic..fc
    Pmax ← Pri if Pri ≥ Pmax
    OPmax ← i if Pri ≥ Pmax
  OPmax

```

$$O_{P_{\max}} = 375$$

$$P_{r_{335}} = 3.508 \times 10^6 \quad T_{335} = 661.276 \quad \text{Presión y temperatura en el punto de avance de la inyección}$$

$$P_{r_{375}} = 1.175 \times 10^7 \quad T_{375} = 1.476 \times 10^3 \quad \text{Presión y temperaturas máximas}$$

Simulación de la renovación de la carga del ciclo, admisión y escape

-Admisión entre 0° y 220°:

$$j := 0..221 \quad P_{r_0} := p_e \quad T_0 := T_r \quad u_{gm_0} := 6.18 \cdot u_m$$

$$P_{r_j} := p_a \quad T_j := T_a \quad u_{gm_j} := 6.18 \cdot u_m$$

$$h_j := 3.26 \cdot D^{-0.2} \left(P_{r_j} \cdot 10^{-3} \right)^{0.8} \cdot (T_j)^{-0.55} \left(u_{gm_j} \right)^{0.8}$$

$$Q_{h_j} := \frac{A(j)}{\omega} \left[h_j \cdot (T_j - T_{\text{pared}}) \right] \quad q_{c_j} := h_j \cdot (T_j - T_{\text{pared}})$$

-Escape entre 541° y 720°:

$$k := 541..720$$

$$P_{rk} := p_a$$

$$T_k := T_a$$

$$u_{gm_k} := 6.18 \cdot u_m$$

$$h_k := 3.26 \cdot D^{-0.2} \cdot (P_{rk} \cdot 10^{-3})^{0.8} \cdot (T_k)^{-0.55} \cdot (u_{gm_k})^{0.8}$$

$$Q_{h_k} := \frac{A(k)}{\omega} \left[h_k \cdot (T_k - T_{pared}) \right]$$

$$q_{c_k} := h_k \cdot (T_k - T_{pared})$$

$$C_{rk} := 0$$

$$P_{r540} = 2.97 \times 10^{-5}$$

$$T_{540} = 527.754$$

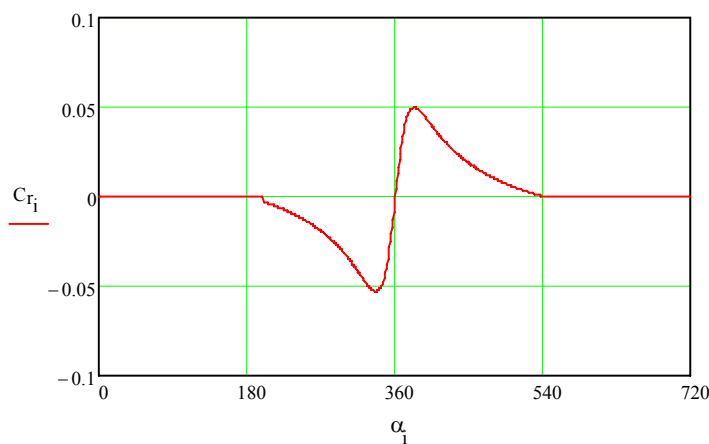
Utilizaremos estos valores para sustituir a los estimados en el punto 5. De esta forma obtendremos una nueva temperatura para los gases residuales. Para tener un mejor ajuste deberemos repetir este proceso hasta obtener una diferencia entre la nueva temperatura y la anterior menor a 5 grados

Resultados del ciclo

-Análisis de la estabilidad de la ecuación de la presión:

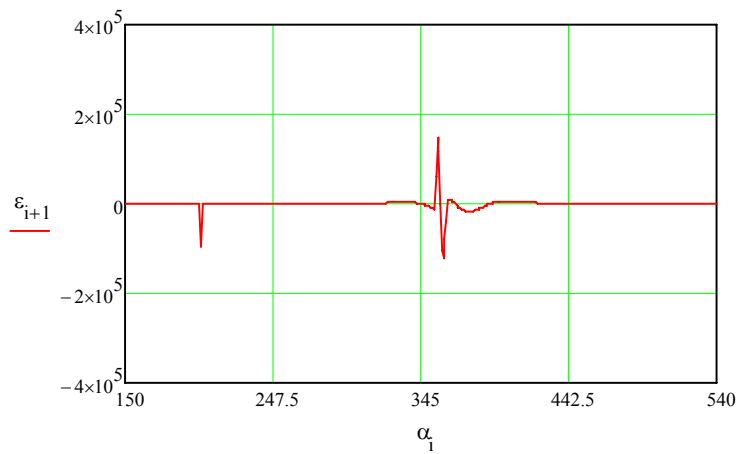
$$i := 0..720$$

$$\alpha_i := i \cdot \Delta\alpha$$



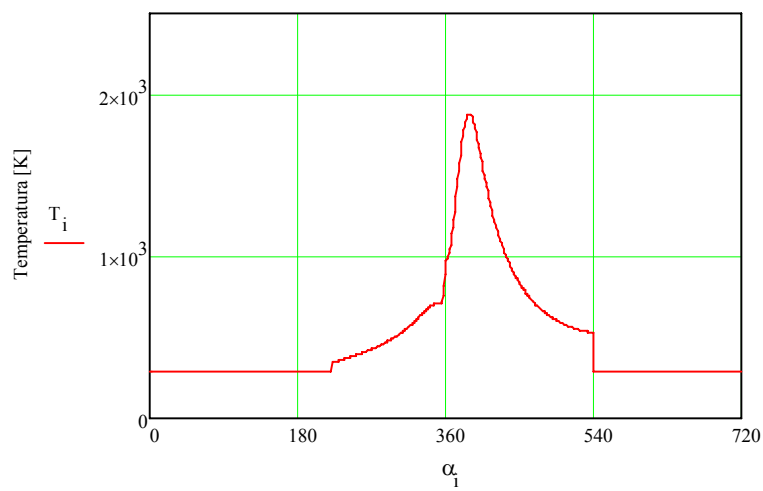
$<1/C_r, =1$ por lo que C_r debe ser menor o igual a 1, como se puede observar se cumple

-Evaluación de errores

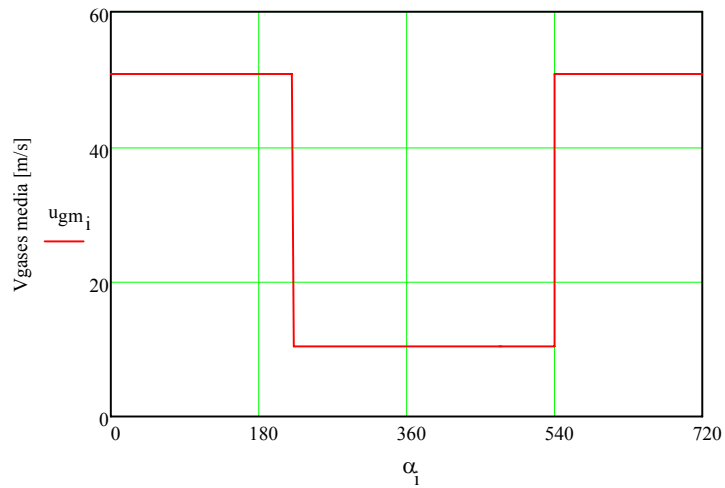


El error es aceptable puesto que es de orden muy inferior a la presión

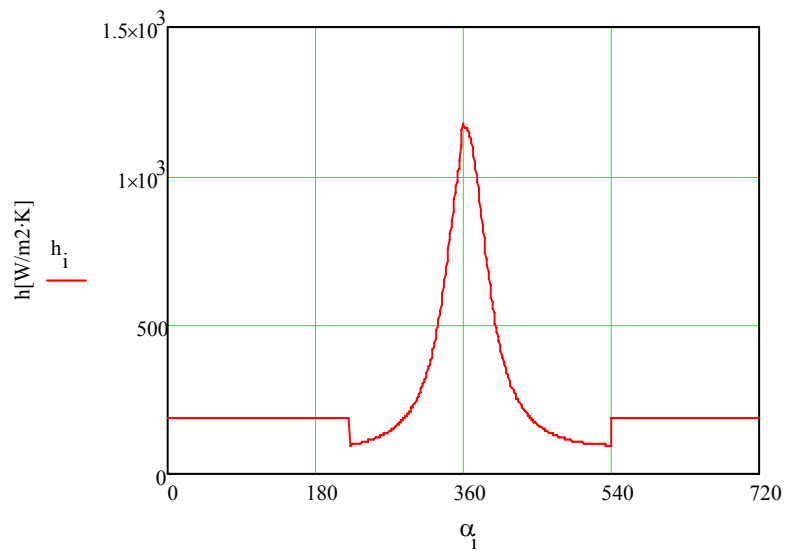
-Temperatura en función del ángulo del cigüeñal

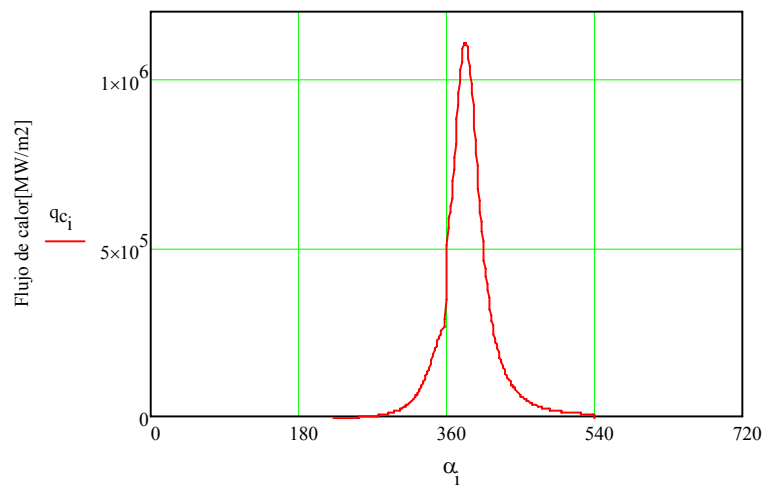
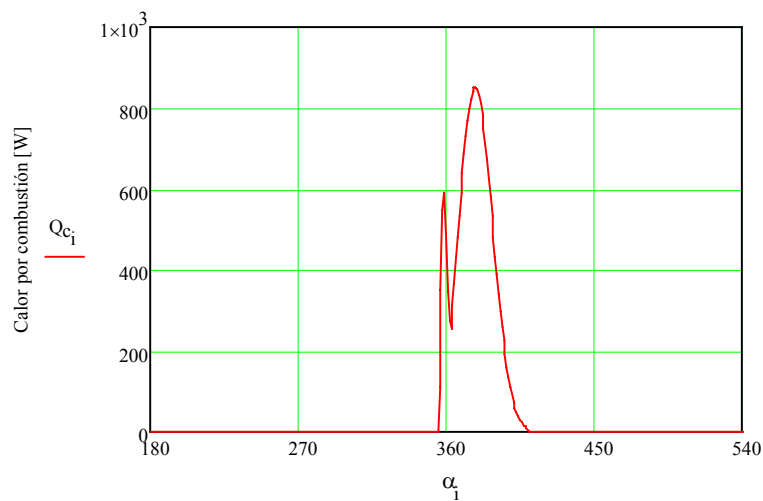


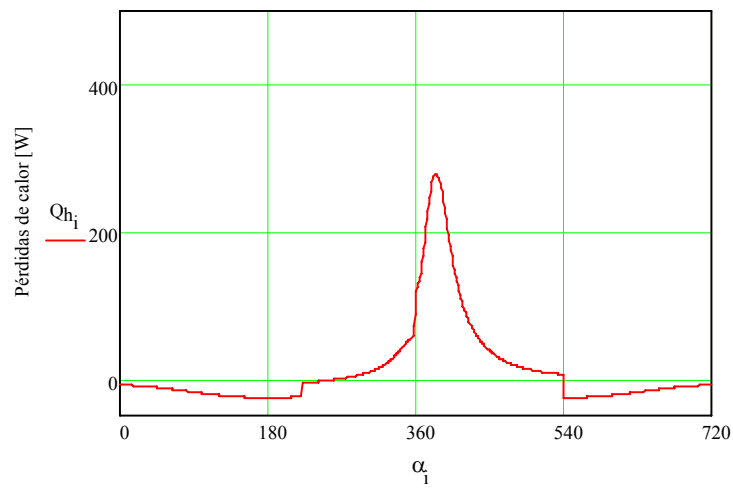
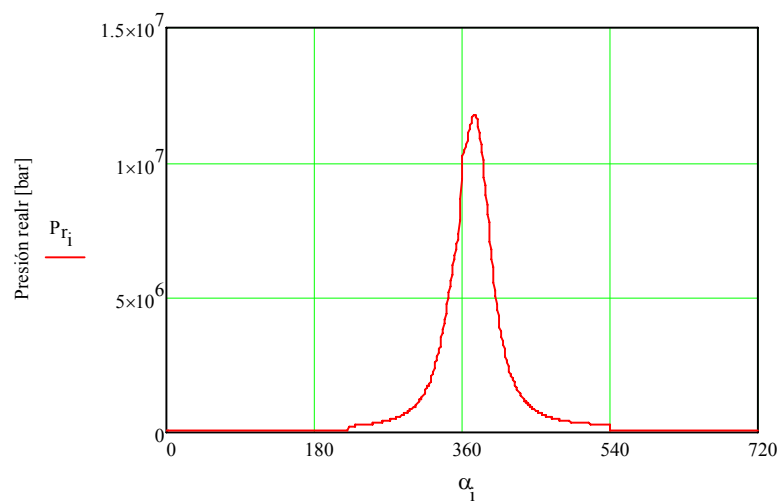
-Velocidad de los gases en función del ángulo del cigueñal



-Coeficiente de convección en función del ángulo del cigueñal

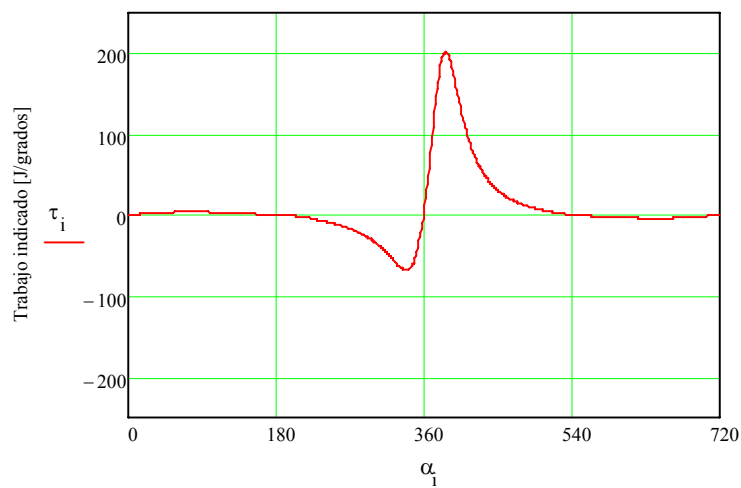


-Flujo de calor en función del ángulo del cigueñal*-Calor por combustión*

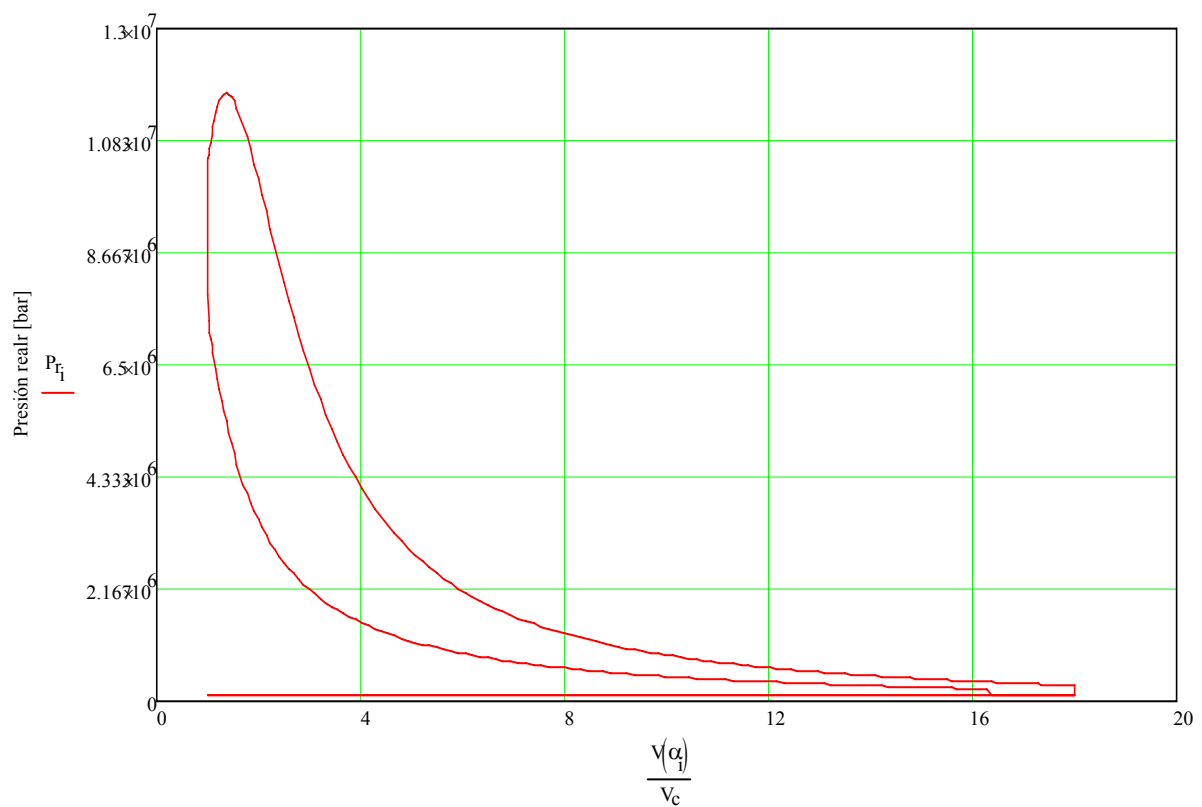
-Pérdidas de calor*-Presión real en el interior del cilindro en función del ángulo del cigüeñal*

-Trabajo indicado

$$\tau_i := P_{r_i} (V(\alpha_i + \Delta\alpha) - V(\alpha_i))$$



-Diagrama P-V





-Trabajo indicado (J) y rendimiento indicado del ciclo:

$$W_i := \sum_i \left[P_{r_i} \cdot (V(\alpha_i + \Delta\alpha) - V(\alpha_i)) \right] \quad W_i = 6.111 \times 10^3 \quad \text{Trabajo indicado}$$

$$m_c \cdot L_i = 2.204 \times 10^4 \quad \text{Energía del combustible [J]}$$

$$\eta_i := \frac{W_i}{m_c \cdot L_i} \quad \eta_i = 0.277 \quad \text{Rendimiento indicado}$$

-Presión media indicada (Pa y kPa), presión media efectiva (kPa) y rendimiento mecánico :

$$PMI := \frac{W_i}{V_d} \quad PMI = 1.417 \times 10^6 \quad \text{Presión media indicada}$$

$$PMI_{kPa} := \frac{PMI}{1000} \quad PMI_{kPa} = 1.417 \times 10^3 \quad \text{Presión media indicada en kPa}$$

$$PMP_{kPa} := 117 + 0.018 \cdot \alpha \quad PMP_{kPa} = 119.45 \quad \text{Pérdidas mecánicas de presión para motores diesel de inyección directa}$$

$$PME_{kPa} := PMI_{kPa} - PMP_{kPa} \quad PME_{kPa} = 1.297 \times 10^3 \quad \text{Presión media efectiva en kPa}$$

$$\eta_m := 1 - \frac{PMP_{kPa}}{PMI_{kPa}} \quad \eta_m = 0.916 \quad \text{Rendimiento mecánico}$$

$$\eta_e := \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.254 \quad \text{Rendimiento efectivo}$$

-Rendimiento de diagrama :

$$AAE := 30 \quad \alpha_{AAE} := (540 - AAE) \quad \alpha_{AAE} = 510$$

$$W_d := \frac{(P_{r_{\alpha_{AAE}}} - P_{r_{540}}) \cdot (V(540) - V(\alpha_{AAE}))}{2} \quad W_d = 4.423$$

$$\eta_d := 1 - \frac{W_d}{W_i} \quad \eta_d = 0.999$$



-Potencia (kW,CV) y par (N.m) indicados y efectivos , para un cilindro (cil) y para todo el motor (m):

$$P_{i\text{cil}} := \frac{\frac{W_i}{1000} \cdot N}{2} \quad P_{i\text{cil}} = 66.2 \quad \text{Potencia indicada por cilindro [kW]}$$

$$P_{im} := n_{\text{cil}} \cdot P_{i\text{cil}} \quad P_{im} = 794.4 \quad \frac{P_{im}}{0.735} = 1.081 \times 10^3 \quad \text{Potencia indicada por motor en [kW] y [cv]}$$

$$P_{e\text{cil}} := P_{i\text{cil}} \cdot \eta_m \cdot \eta_d \quad P_{e\text{cil}} = 60.575 \quad \text{Potencia efectiva por cilindro [kW]}$$

$$P_{em} := P_{e\text{cil}} \cdot n_{\text{cil}} \quad P_{em} = 726.905 \quad \frac{P_{em}}{0.735} = 988.986 \quad \text{Potencia efectiva por motor en [kW] y [cv]}$$

$$C_{mi\text{cil}} := \frac{PMI \cdot V_d}{4 \cdot \pi} \quad C_{mi\text{cil}} = 486.28 \quad \text{Par indicado por cilindro}$$

$$C_{mi\text{m}} := n_{\text{cil}} \cdot C_{mi\text{cil}} \quad C_{mi\text{m}} = 5.835 \times 10^3 \quad \text{Par indicada por motor}$$

$$C_{me\text{cil}} := C_{mi\text{cil}} \cdot \eta_m \quad C_{me\text{cil}} = 445.286 \quad \text{Par efectivo por cilindro}$$

$$C_{me\text{m}} := C_{me\text{cil}} \cdot n_{\text{cil}} \quad C_{me\text{m}} = 5.343 \times 10^3 \quad \text{Par efectivo por motor}$$

-Consumo específico (g/kWh) :

$$C_e := \frac{m_c \cdot 10^3}{\left(\frac{W_i}{1000 \cdot 3600} \right)} \quad \frac{C_e}{\eta_m} = 331.503$$

*-Energía de refrigeración y relación con trabajo efectivo*

$$Q_{\text{ref}} := \sum_i Q_{h_i}$$

$$Q_{\text{ref}} = 9.097 \times 10^3$$

Energía de refrigeración [J]

$$W_e := W_i \cdot \eta_m \cdot \eta_d$$

$$W_e = 5.592 \times 10^3$$

Trabajo efectivo

$$\% \text{Pérdidas} := \frac{Q_{\text{ref}}}{m_c \cdot L_i} \cdot 100$$

$$\% \text{Pérdidas} = 41.269$$

Porcentaje de pérdidas por transferencia de calor

$$\frac{Q_{\text{ref}}}{W_e} = 1.627$$

Relación entre potencia de refrigeración y potencia efectiva

OTROS RESULTADOS DE INTERÉS

Porcentualmente:

$$\text{Trabajo} := \frac{W_i}{m_c \cdot L_i} \cdot 100$$

$$\text{Trabajo} = 27.722$$

**Combust** (cálculo de la composición de equilibrio resultante de la combustión completa)-COMBUSTIBLE: Gasoil con formula equivalente $C_{10.8}H_{18.7}$

$$c := 10.8 \quad h := 18.7 \quad o := 0 \quad n := 0$$

$$L_i := 42.78 \cdot 10^6 \quad (\text{poder calorífico inferior del combustible})$$

☞ Reference: d:\Documents and Settings\jovillae\Mis documentos\SAVE\Jorge Villaescusa Nistal\Gases.mcd(R)

-Condiciones iniciales:

$$T_r := 1900 \quad \text{PRES} := 80 \cdot 101325 \quad P_0 := 101325 \quad F_R := 0.8$$

-Condiciones iniciales para la resolución del sistema no lineal de ecuaciones:

$$T_p := \text{if}(F_R \leq 1.1, T_r + 2000 \cdot F_R, 0) + \text{if}(F_R > 1.1, T_r + 2200 - 200(F_R - 1), 0)$$

$$N_{CO_2} := c \cdot F_R \quad N_{CO_2} = 8.64$$

$$N_{O_2} := \text{if}\left[F_R \leq .95, \left(c + \frac{h}{4}\right) \cdot \left(\frac{1}{F_R} - 1\right), 0.05\right] \quad N_{O_2} = 3.869$$

$$N_{H_2O} := \frac{h}{2} \quad N_{H_2O} = 9.35 \quad 10.8 - 8.64 = 2.16$$

$$N_p := \frac{1}{F_R} \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot \left(\frac{78}{21} + \frac{1}{21}\right) + c + \frac{h}{4} + \left(\frac{1}{F_R} - 1\right) \quad N_p = 88.494 \quad (\text{Moles de producto})$$

$$N_{CO} := \frac{N_{CO_2}}{\sqrt{N_{O_2} \cdot K_{p1}(T_p)}} \cdot \sqrt{\frac{N_p}{\left(\frac{\text{PRES}}{P_0}\right)}} \quad N_{CO} = 7.253$$

$$N_{H_2} := \frac{N_{H_2O}}{\sqrt{N_{O_2} \cdot K_{p2}(T_p)}} \cdot \sqrt{\frac{N_p}{\left(\frac{\text{PRES}}{P_0}\right)}} \quad N_{H_2} = 1.001$$



$$N_{N_2} := \frac{n}{2} + \frac{78}{21} \cdot \frac{1}{F_R} \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} \right) \quad N_{N_2} = 71.848 \quad \text{Si no hay óxidos de nitrógeno ni disociación del } N_2 \text{ esto es exacto}$$

$$N_{Ar} := \frac{1}{F_R} \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} \right) \cdot \frac{1}{21} \quad \text{Al no reaccionar, puede calcularse directamente} \quad N_{Ar} = 0.921$$

-Sistema de ecuaciones:

Given

Conservación de las especies:

$$c = N_{CO_2} + N_{CO}$$

$$h = 2 \cdot N_{H_2O} + 2 \cdot N_{H_2}$$

$$o + \frac{1}{F_R} \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} \right) \cdot 2 = 2 \cdot N_{CO_2} + N_{CO} + N_{H_2O} + 2 \cdot N_{O_2}$$

$$n + \frac{78}{21} \cdot \frac{1}{F_R} \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} \right) \cdot 2 = 2 \cdot N_{N_2}$$

Equilibrio de reacciones de disociación del agua y el dióxido de carbono:

$$N_{CO} = \frac{N_{CO_2}}{\sqrt{N_{O_2} \cdot K_{p1}(T_p)}} \cdot \sqrt{\frac{N_{CO_2} + N_{CO} + N_{H_2O} + N_{H_2} + N_{O_2} + N_{N_2} + N_{Ar}}{\left(\frac{PRES}{P_0} \right)}}$$

$$N_{H_2} = \frac{N_{H_2O}}{\sqrt{N_{O_2} \cdot K_{p2}(T_p)}} \cdot \sqrt{\frac{N_{CO_2} + N_{CO} + N_{H_2O} + N_{H_2} + N_{O_2} + N_{N_2} + N_{Ar}}{\left(\frac{PRES}{P_0} \right)}}$$

$$N_{CO_2} > 0 \quad N_{H_2O} > 0 \quad N_{CO} > 0 \quad N_{H_2} > 0 \quad N_{O_2} > 0$$

Conservación de la energía:

$$\begin{aligned} & \left(h_{Gasoil}(Tr) + h_{0Gasoil} \right) \dots \\ & + \frac{1}{F_R} \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} \right) \cdot \left(h_{O_2}(Tr) + \frac{78}{21} \cdot h_{N_2}(Tr) + \frac{1}{21} \cdot h_{Ar}(Tr) \right) \end{aligned} \quad \begin{aligned} & = N_{CO_2} \cdot \left(h_{CO_2}(Tp) + h_{0CO_2} \right) + N_{CO} \cdot \left(h_{CO}(Tp) + h_{0CO} \right) \dots \\ & + N_{H_2O} \cdot \left(h_{H_2O}(Tp) + h_{0H_2O} \right) + N_{H_2} \cdot h_{H_2}(Tp) \dots \\ & + N_{O_2} \cdot h_{O_2}(Tp) + N_{N_2} \cdot h_{N_2}(Tp) + N_{Ar} \cdot h_{Ar}(Tp) \end{aligned}$$



-Resolucion del sistema:

$$\begin{aligned} \text{Sol}(\text{Tr}, \text{PRES}) &:= \text{Minerr}(\text{Tp}, N_{\text{CO}_2}, N_{\text{CO}}, N_{\text{H}_2\text{O}}, N_{\text{H}_2}, N_{\text{O}_2}, N_{\text{N}_2}) \\ \text{Tr} &:= 900 \quad \text{PRES} := 60 \cdot 101325 \quad \text{Equil} := \text{Sol}(\text{Tr}, \text{PRES}) \quad \text{Equil} = \begin{pmatrix} 2.564 \times 10^3 \\ 10.46 \\ 0.34 \\ 9.302 \\ 0.048 \\ 4.063 \\ 71.848 \end{pmatrix} \end{aligned}$$

-Propiedades de los productos en base a la solución hallada:

$$N_p(\text{Equil}) := \sum_{k=1}^6 \text{Equil}_k + N_{\text{Ar}}$$

$$\text{PM}_q(\text{Equil}) := \frac{\text{Equil}_1 \cdot \text{PM}_{\text{CO}_2} + \text{Equil}_2 \cdot \text{PM}_{\text{CO}} + \text{Equil}_3 \cdot \text{PM}_{\text{H}_2\text{O}} \dots + \text{Equil}_4 \cdot \text{PM}_{\text{H}_2} + \text{Equil}_5 \cdot \text{PM}_{\text{O}_2} + \text{Equil}_6 \cdot \text{PM}_{\text{N}_2}}{N_p(\text{Equil})} \quad R_{gq}(\text{Equil}) := \frac{R_u}{\text{PM}_q(\text{Equil})}$$

$$\text{cp}_q(T, \text{Equil}) := \frac{\text{Equil}_1 \cdot \text{Cp}_{\text{CO}_2}(T) + \text{Equil}_2 \cdot \text{Cp}_{\text{CO}}(T) + \text{Equil}_3 \cdot \text{Cp}_{\text{H}_2\text{O}}(T) \dots + \text{Equil}_4 \cdot \text{Cp}_{\text{H}_2}(T) + \text{Equil}_5 \cdot \text{Cp}_{\text{O}_2}(T) + \text{Equil}_6 \cdot \text{Cp}_{\text{N}_2}(T)}{N_p(\text{Equil}) \cdot \text{PM}_q(\text{Equil})}$$

$$\text{cv}_q(T, \text{Equil}) := \text{cp}_q(T, \text{Equil}) - R_{gq}(\text{Equil}) \quad \gamma_q(T, \text{Equil}) := \frac{\text{cp}_q(T, \text{Equil})}{\text{cv}_q(T, \text{Equil})}$$

$$h_{\text{comb}}(\text{Equil}) := - \frac{(\text{Equil}_1 \cdot h_{0\text{CO}_2} + \text{Equil}_2 \cdot h_{0\text{CO}} + \text{Equil}_3 \cdot h_{0\text{H}_2\text{O}}) - h_{0\text{Gasoil}}}{\text{PM}_{\text{Gasoil}}}$$

$$h_q(T, \text{Equil}) := \frac{\text{Equil}_1 \cdot h_{\text{CO}_2}(T) + \text{Equil}_2 \cdot h_{\text{CO}}(T) + \text{Equil}_3 \cdot h_{\text{H}_2\text{O}}(T) \dots + \text{Equil}_4 \cdot h_{\text{H}_2}(T) + \text{Equil}_5 \cdot h_{\text{O}_2}(T) + \text{Equil}_6 \cdot h_{\text{N}_2}(T)}{N_p(\text{Equil}) \cdot \text{PM}_q(\text{Equil})}$$

$$u_q(T, \text{Equil}) := \frac{\text{Equil}_1 \cdot u_{\text{CO}_2}(T) + \text{Equil}_2 \cdot u_{\text{CO}}(T) + \text{Equil}_3 \cdot u_{\text{H}_2\text{O}}(T) \dots + \text{Equil}_4 \cdot u_{\text{H}_2}(T) + \text{Equil}_5 \cdot u_{\text{O}_2}(T) + \text{Equil}_6 \cdot u_{\text{N}_2}(T)}{N_p(\text{Equil}) \cdot \text{PM}_q(\text{Equil})}$$



Propiedades de los gases típicos en combustión.

$$R_u := 8.317 \frac{\text{joule}}{\text{mole} \cdot \text{K}} \quad t(T) := T - 273.15$$

I. Peso molecular

Datos tomados de M. J. Moran y H. N. Shapiro "Fundamentos de Termodinámica Técnica".

$$\begin{aligned} PM_{H_2O} &:= 18.02 \cdot 10^{-3} & PM_{Ar} &:= 39.94 \cdot 10^{-3} & PM_C &:= 12.01 \cdot 10^{-3} & PM_{CO_2} &:= 44.01 \cdot 10^{-3} \\ PM_{H_2} &:= 2.018 \cdot 10^{-3} & PM_{CO} &:= 28.01 \cdot 10^{-3} & PM_{N_2} &:= 28.01 \cdot 10^{-3} & PM_{O_2} &:= 32 \cdot 10^{-3} \\ PM_{NO} &:= 30.005 \cdot 10^{-3} & PM_N &:= 14.005 \cdot 10^{-3} & PM_{OH} &:= 17.009 \cdot 10^{-3} & PM_H &:= 1.009 \cdot 10^{-3} \\ PM_O &:= 16 \cdot 10^{-3} & PM_{CH_4} &:= 16.046 \cdot 10^{-3} & PM_{aire} &:= 28.97 \cdot 10^{-3} & PM_{Gasoil} &:= 148.6 \cdot 10^{-3} \\ PM_{aire} &:= (.78 \cdot PM_{N_2} + .21 \cdot PM_{O_2} + .01 \cdot PM_{Ar}) & PM_{aire} &= 0.029 \end{aligned}$$

II. $C_p(T)$, $C_v(T)$, $cp(T)$ y $cv(T)$.

Datos de R. S. Benson "Advanced Engineering Thermodynamics". Las unidades de C_p y C_v son las de R , constante universal de los gases, por lo que están en base molar, mientras que cp y cv están en base másica. Para el Gasoil los datos son adaptados de Rossini et al. ref.16 del capítulo 4 de J. B. Heywood "Internal Combustion Engine Fundamentals".

$$C_{pN_2}(T) := \left[3.34435 + 2.9426 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot (T) + 1.953 \cdot 10^{-9} \cdot 3 \cdot (T)^2 + -6.5747 \cdot 10^{-12} \cdot 4 \cdot (T)^3 \right] \cdot R_u$$

$$C_{vN_2}(T) := C_{pN_2}(T) - R_u \quad cp_{N_2}(T) := \frac{C_{pN_2}(T)}{PM_{N_2}} \quad cv_{N_2}(T) := \frac{C_{vN_2}(T)}{PM_{N_2}}$$

$$C_{pO_2}(T) := \left[3.25304 + 6.5235 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot (T) + -1.49524 \cdot 10^{-7} \cdot 3 \cdot (T)^2 + 1.53897 \cdot 10^{-11} \cdot 4 \cdot (T)^3 \right] \cdot R_u$$

$$C_{vO_2}(T) := C_{pO_2}(T) - R_u \quad cp_{O_2}(T) := \frac{C_{pO_2}(T)}{PM_{O_2}} \quad cv_{O_2}(T) := \frac{C_{vO_2}(T)}{PM_{O_2}}$$



$$C_{p_{H_2}}(T) := \left[3.43328 + -8.181 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot (T) + 9.6699 \cdot 10^{-8} \cdot 3 \cdot (T)^2 + -1.44392 \cdot 10^{-11} \cdot 4 \cdot (T)^3 \right] \cdot R_u$$

$$C_{v_{H_2}}(T) := C_{p_{H_2}}(T) - R_u \quad c_{p_{H_2}}(T) := \frac{C_{p_{H_2}}(T)}{PM_{H_2}} \quad c_{v_{H_2}}(T) := \frac{C_{v_{H_2}}(T)}{PM_{H_2}}$$

$$C_{p_A}(T) := 2.5 \cdot R_u$$

$$C_{v_A}(T) := C_{p_A}(T) - R_u \cdot T \quad c_{p_A}(T) := \frac{C_{p_A}(T)}{PM_A} \quad c_{v_A}(T) := \frac{C_{v_A}(T)}{PM_A}$$

$$C_{p_{H_2O}}(T) := \left[3.74292 + 5.6559 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot T + 4.9524 \cdot 10^{-8} \cdot 3 \cdot (T)^2 + -1.81802 \cdot 10^{-11} \cdot 4 \cdot (T)^3 \right] \cdot R_u$$

$$C_{v_{H_2O}}(T) := C_{p_{H_2O}}(T) - R_u \quad c_{p_{H_2O}}(T) := \frac{C_{p_{H_2O}}(T)}{PM_{H_2O}} \quad c_{v_{H_2O}}(T) := \frac{C_{v_{H_2O}}(T)}{PM_{H_2O}}$$

$$C_{p_{CO_2}}(T) := \left[3.0959 + 2.73114 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot (T) + -7.88542 \cdot 10^{-7} \cdot 3 \cdot (T)^2 + 8.66002 \cdot 10^{-11} \cdot 4 \cdot (T)^3 \right] \cdot R_u$$

$$C_{v_{CO_2}}(T) := C_{p_{CO_2}}(T) - R_u \quad c_{p_{CO_2}}(T) := \frac{C_{p_{CO_2}}(T)}{PM_{CO_2}} \quad c_{v_{CO_2}}(T) := \frac{C_{v_{CO_2}}(T)}{PM_{CO_2}}$$

$$C_{p_{CO}}(T) := \left[3.317 + 3.7697 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot (T) + -3.2208 \cdot 10^{-8} \cdot 3 \cdot (T)^2 + -2.1945 \cdot 10^{-12} \cdot 4 \cdot (T)^3 \right] \cdot R_u$$

$$C_{v_{CO}}(T) := C_{p_{CO}}(T) - R_u \quad c_{p_{CO}}(T) := \frac{C_{p_{CO}}(T)}{PM_{CO}} \quad c_{v_{CO}}(T) := \frac{C_{v_{CO}}(T)}{PM_{CO}}$$

$$C_{p_{CH_4}}(T) := \left[1.93529 + 4.96462 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot (T) + -1.24402 \cdot 10^{-6} \cdot 3 \cdot (T)^2 + \dots \right] \cdot R_u$$

$$C_{v_{CH_4}}(T) := C_{p_{CH_4}}(T) - R_u \quad c_{p_{CH_4}}(T) := \frac{C_{p_{CH_4}}(T)}{PM_{CH_4}} \quad c_{v_{CH_4}}(T) := \frac{C_{v_{CH_4}}(T)}{PM_{CH_4}}$$



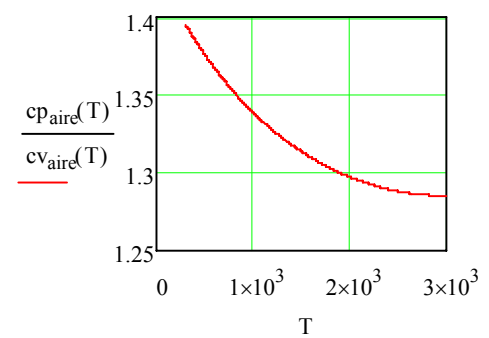
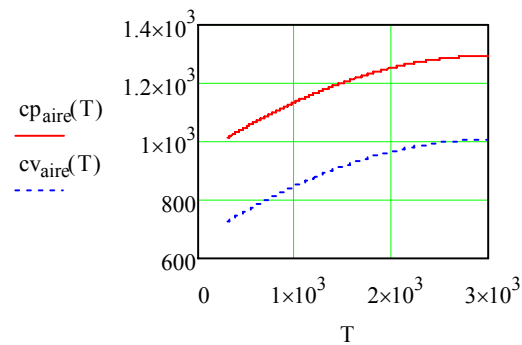
$$C_{p_{aire}}(T) := 0.21 \cdot C_{p_{O_2}}(T) + 0.78 \cdot C_{p_{N_2}}(T) + 0.01 \cdot C_{p_{Ar}}(T)$$

$$C_{v_{aire}}(T) := C_{p_{aire}}(T) - R_u \quad c_{p_{aire}}(T) := \frac{C_{p_{aire}}(T)}{PM_{aire}} \quad c_{v_{aire}}(T) := \frac{C_{v_{aire}}(T)}{PM_{aire}}$$

$$C_{p_{Gasoil}}(T) := -38.064334 + 1.0323346T - 6.00810^{-4} \cdot T^2 + 1.35113510^{-7} \cdot T^3 + \frac{216524}{T^2}$$

$$C_{v_{Gasoil}}(T) := C_{p_{Gasoil}}(T) - R_u \quad c_{p_{Gasoil}}(T) := \frac{C_{p_{Gasoil}}(T)}{PM_{Gasoil}} \quad c_{v_{Gasoil}}(T) := \frac{C_{v_{Gasoil}}(T)}{PM_{Gasoil}}$$

$$T := 300..3000$$



Tomado de R. S. Benson "Advanced Engineering Thermodynamics" y citado en R. S. Benson, J. H. Horlock y D. E. Winterbone "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines".

Las unidades serán las de R, constante universal de los gases y las de T, temperatura absoluta.

Para el Gasoil los datos son adaptados de Rossini et al., ref.16 del capítulo 4 de J. B. Heywood "Internal Combustion Engine Fundamentals".

A). Entalpía sensible de gases de interés térmico, partiendo del cero absoluto, aproximada por polinomio función exclusiva de la temperatura (gas ideal), válidos en un rango de temperaturas de 500 a 3000K. Para obtener la entalpía total es necesario sumar la de formación en el cero absoluto h_0 , que se proporcionan a continuación.

$$h_{N_2}(T) := [3.34435 + 2.942610^{-4} \cdot (T) + 1.95310^{-9} \cdot (T)^2 - 6.574710^{-12} \cdot (T)^3] \cdot R_u \cdot T$$

$$h_{O_2}(T) := [3.25304 + 6.523510^{-4} \cdot (T) + -1.4952410^{-7} \cdot (T)^2 + 1.5389710^{-11} \cdot (T)^3] \cdot R_u \cdot T$$

$$h_{CO_2}(T) := [3.0959 + 2.7311410^{-3} \cdot (T) + -7.8854210^{-7} \cdot (T)^2 + 8.6600210^{-11} \cdot (T)^3] \cdot R_u \cdot T$$



$$h_{H_2O}(T) := \left[3.74292 + 5.6559 \cdot 10^{-4} \cdot (T) + 4.9524 \cdot 10^{-8} \cdot (T)^2 + -1.81802 \cdot 10^{-11} \cdot (T)^3 \right] \cdot R_u \cdot T$$

$$h_{CH_4}(T) := \left[1.93529 + 4.96462 \cdot 10^{-3} \cdot (T) + -1.24402 \cdot 10^{-6} \cdot (T)^2 + \dots \right] \cdot R_u \cdot T$$

$$+ 1.62497 \cdot 10^{-10} \cdot (T)^3 + -8.58611 \cdot 10^{-15} \cdot (T)^4$$

$$h_{CO}(T) := \left[3.317 + 3.7697 \cdot 10^{-4} \cdot (T) + -3.2208 \cdot 10^{-8} \cdot (T)^2 + -2.1945 \cdot 10^{-12} \cdot (T)^3 \right] \cdot R_u \cdot T$$

$$h_{H_2}(T) := \left[3.43328 + -8.181 \cdot 10^{-6} \cdot (T) + 9.6699 \cdot 10^{-8} \cdot (T)^2 + -1.44392 \cdot 10^{-11} \cdot (T)^3 \right] \cdot R_u \cdot T$$

$$h_O(T) := \left[2.76403 + -2.51427 \cdot 10^{-4} \cdot (T) + 1.00187 \cdot 10^{-7} \cdot (T)^2 + -1.3867 \cdot 10^{-11} \cdot (T)^3 \right] \cdot R_u \cdot T$$

$$h_{NO}(T) := \left[3.50174 + 2.9938 \cdot 10^{-4} \cdot (T) + -9.588 \cdot 10^{-9} \cdot (T)^2 + -4.90326 \cdot 10^{-12} \cdot (T)^3 \right] \cdot R_u \cdot T$$

$$h_N(T) := \left[2.49906 + -2.87441 \cdot 10^{-6} \cdot (T) + -2.44816 \cdot 10^{-9} \cdot (T)^2 + -6.15151 \cdot 10^{-13} \cdot (T)^3 \right] \cdot R_u \cdot T$$

$$h_{Ar}(T) := 2.5 \cdot R_u \cdot T$$

$$h_H(T) := 2.5 \cdot R_u \cdot T \quad h_{aire}(T) := 0.21 \cdot h_{O_2}(T) + 0.78 \cdot h_{N_2}(T) + 0.01 \cdot h_{Ar}(T)$$

$$h_{Gasoil}(T) := -38.064T + 0.51616T^2 + -2 \cdot 10^{-4} \cdot T^3 + 4.5 \cdot 10^{-8} \cdot T^4 + \frac{216524}{T}$$

B). Entalpías de formación al cero absoluto de temperatura

$h_{H_2} := 0$	$h_{CO} := -1.1388 \cdot 10^5$	$h_{N_2} := 0$
$h_{NO} := 8.99147 \cdot 10^4$	$h_{CO_2} := -3.93405 \cdot 10^5$	$h_{O_2} := 0$
$h_{H_2O} := -2.3908 \cdot 10^5$	$h_{CH_4} := -6.69305 \cdot 10^4$	$h_O := 2.46923 \cdot 10^5$
$h_N := 4.71369 \cdot 10^5$	$h_{Ar} := 0$	$h_H := 2.1611 \cdot 10^5$
$h_{Gasoil} := -1.112 \cdot 10^5$		

*C). Energía interna sensible:*

$$u_{N_2}(T) := h_{N_2}(T) - R_u \cdot T$$

$$u_{CO}(T) := h_{CO}(T) - R_u \cdot T$$

$$u_{Ar}(T) := h_{Ar}(T) - R_u \cdot T$$

$$u_{O_2}(T) := h_{O_2}(T) - R_u \cdot T$$

$$u_{CO_2}(T) := h_{CO_2}(T) - R_u \cdot T$$

$$u_{CH_4}(T) := h_{CH_4}(T) - R_u \cdot T$$

$$u_{H_2}(T) := h_{H_2}(T) - R_u \cdot T$$

$$u_{H_2O}(T) := h_{H_2O}(T) - R_u \cdot T$$

$$u_{Gasoil}(T) := h_{Gasoil}(T) - R_u \cdot T$$

$$u_{aire}(T) := 0.21 \cdot u_{O_2}(T) + 0.78 \cdot u_{N_2}(T) + 0.01 \cdot u_{Ar}(T)$$

IV. $g_0 / RT(T)$

Función de Gibbs (g/RT) como función de la temperatura en forma de polinomio, válido entre 500 y 3 000K. Tomado de R. W. Benson "Advanced Engineering Thermodynamics", que se encuentra también en "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines".

$$goRT_{N_2}(T) := 3.34435(1 - \ln(T)) - 2.942610^{-4} \cdot (T) - \frac{1.95310^{-9}}{2} \cdot (T)^2 - \frac{-6.574710^{-12}}{3} \cdot (T)^3 - 3.758610^{-16}$$

$$goRT_{O_2}(T) := 3.25304(1 - \ln(T)) - 6.523510^{-4} \cdot (T) - \frac{-1.4952410^{-7}}{2} \cdot (T)^2 - \frac{1.5389710^{-11}}{3} \cdot (T)^3 - 5.712410^{-16}$$

$$goRT_{CO_2}(T) := 3.0959(1 - \ln(T)) - 2.7311410^{-3} \cdot (T) - \frac{-7.8854210^{-7}}{2} \cdot (T)^2 - \frac{8.6600210^{-11}}{3} \cdot (T)^3 - 6.583910^{-16}$$

$$goRT_{H_2O}(T) := 3.74292(1 - \ln(T)) - 5.655910^{-4} \cdot (T) - \frac{4.952410^{-8}}{2} \cdot (T)^2 - \frac{-1.8180210^{-11}}{3} \cdot (T)^3 - 9.651410^{-16}$$

$$goRT_{CO}(T) := 3.317(1 - \ln(T)) - 3.769710^{-4} \cdot (T) - \frac{-3.220810^{-8}}{2} \cdot (T)^2 - \frac{-2.194510^{-12}}{3} \cdot (T)^3 - 4.632810^{-16}$$

$$goRT_{H_2}(T) := 3.43328(1 - \ln(T)) - 8.18110^{-6} \cdot (T) - \frac{9.669910^{-8}}{2} \cdot (T)^2 - \frac{-1.4439210^{-11}}{3} \cdot (T)^3 - (-3.844710^{-16})$$

$$goRT_O(T) := 2.76403(1 - \ln(T)) - 2.5142710^{-4} \cdot (T) - \frac{1.0018710^{-7}}{2} \cdot (T)^2 - \frac{-1.386710^{-11}}{3} \cdot (T)^3 - 3.733010^{-16}$$

$$goRT_{NO}(T) := 3.50174(1 - \ln(T)) - 2.993810^{-4} \cdot (T) - \frac{-9.58810^{-9}}{2} \cdot (T)^2 - \frac{-4.9032610^{-12}}{3} \cdot (T)^3 - 5.113410^{-16}$$



$$\begin{aligned} \text{goRT}_{\text{CH}_4}(T) := & 1.93529(1 - \ln(T)) - 4.96462 \cdot 10^{-3} \cdot (T) - \frac{-1.24402 \cdot 10^{-6}}{2} \cdot (T)^2 \dots \\ & + \frac{1.62497 \cdot 10^{-10}}{3} \cdot (T)^3 - \frac{-8.58611 \cdot 10^{-15}}{4} \cdot (T)^4 - 8.153 \end{aligned}$$

$$\text{goRT}_{\text{Ar}}(T) := 2.5 \cdot (1 - \ln(T))$$

$$\text{goRT}_{\text{H}}(T) := 2.5 \cdot (1 - \ln(T)) - (-4.5931 \cdot 10^{-1})$$

V.Kp(T)

Constantes de equilibrio de las reacciones relevantes en motores térmicos. Las reacciones son las descritas en R. S. Benson "Advanced Engineering Thermodynamics", p. 323. Se ha modificado la fórmula de cálculo para que siempre sea magnitud de productos - de reactantes.

Reacción 1: $\text{CO} + 1/2\text{O}_2 \rightleftharpoons \text{CO}_2$

$$K_{p1}(T) := \exp \left[- \left(\text{goRT}_{\text{CO}_2}(T) - \text{goRT}_{\text{CO}}(T) - \frac{\text{goRT}_{\text{O}_2}(T)}{2} \right) - \frac{h_{0\text{CO}_2} - h_{0\text{CO}}}{R_u \cdot T} \right]$$

Reacción 2: $\text{H}_2 + 1/2\text{O}_2 \rightleftharpoons \text{H}_2\text{O}$

$$K_{p2}(T) := \exp \left[- \left(\text{goRT}_{\text{H}_2\text{O}}(T) - \text{goRT}_{\text{H}_2}(T) - \frac{\text{goRT}_{\text{O}_2}(T)}{2} \right) - \frac{h_{0\text{H}_2\text{O}}}{R_u \cdot T} \right]$$

$$i := 0..50 \quad T_i := 500 + i \cdot 50$$

$$K_{p1_i} := \ln(K_{p1}(T_i)) \quad K_{p2_i} := \ln(K_{p2}(T_i))$$

$$F(x) := \begin{pmatrix} 1 \\ x \\ -1 \\ x \\ -2 \\ x \\ -3 \\ x \end{pmatrix}$$

$$s1 := \text{linfit}(T, K_{p1}, F)$$

$$s1 = \begin{pmatrix} -9.799 \\ 3.222 \times 10^4 \\ 1.395 \times 10^6 \\ -3.301 \times 10^8 \end{pmatrix}$$

$$K_{pa}(T) := \exp[F(T) \cdot s1]$$



$$s_2 := \text{linfit}(T, K_{p2}, F) \quad s_2 = \begin{pmatrix} -7.204 \\ 3.111 \times 10^4 \\ -8.876 \times 10^5 \\ 1.536 \times 10^8 \end{pmatrix} \quad K_{p2}(T) := \exp(F(T) \cdot s_2)$$

VI. (T) y $k(T)$ del aire.

Interpolación mediante splines cúbicos a los datos de la tabla A.4 de Frank P. Incropera y David P. Dewitt "Introduction to Heat Transfer".



$$\text{AIRE} := \begin{pmatrix} 250 & 0.022 & 1.596 \cdot 10^{-5} \\ 300 & 0.026 & 1.846 \cdot 10^{-5} \\ 350 & 0.03 & 2.082 \cdot 10^{-5} \\ 400 & 0.034 & 2.301 \cdot 10^{-5} \\ 450 & 0.037 & 2.507 \cdot 10^{-5} \\ 500 & 0.041 & 2.701 \cdot 10^{-5} \\ 550 & 0.044 & 2.884 \cdot 10^{-5} \\ 600 & 0.047 & 3.058 \cdot 10^{-5} \\ 650 & 0.05 & 3.225 \cdot 10^{-5} \\ 700 & 0.052 & 3.388 \cdot 10^{-5} \\ 750 & 0.055 & 3.546 \cdot 10^{-5} \\ 800 & 0.057 & 3.698 \cdot 10^{-5} \\ 850 & 0.06 & 3.843 \cdot 10^{-5} \\ 900 & 0.062 & 3.981 \cdot 10^{-5} \\ 950 & 0.064 & 4.113 \cdot 10^{-5} \\ 10^3 & 0.067 & 4.244 \cdot 10^{-5} \\ 1.1 \cdot 10^3 & 0.072 & 4.49 \cdot 10^{-5} \\ 1.2 \cdot 10^3 & 0.076 & 4.73 \cdot 10^{-5} \\ 1.3 \cdot 10^3 & 0.082 & 4.96 \cdot 10^{-5} \\ 1.4 \cdot 10^3 & 0.091 & 5.3 \cdot 10^{-5} \\ 1.5 \cdot 10^3 & 0.1 & 5.57 \cdot 10^{-5} \\ 1.6 \cdot 10^3 & 0.106 & 5.84 \cdot 10^{-5} \\ 1.7 \cdot 10^3 & 0.113 & 6.11 \cdot 10^{-5} \\ 1.8 \cdot 10^3 & 0.12 & 6.37 \cdot 10^{-5} \\ 1.9 \cdot 10^3 & 0.128 & 6.63 \cdot 10^{-5} \\ 2 \cdot 10^3 & 0.137 & 6.89 \cdot 10^{-5} \\ 2.1 \cdot 10^3 & 0.147 & 7.15 \cdot 10^{-5} \\ 2.2 \cdot 10^3 & 0.16 & 7.4 \cdot 10^{-5} \\ 2.3 \cdot 10^3 & 0.175 & 7.66 \cdot 10^{-5} \\ 2.4 \cdot 10^3 & 0.196 & 7.92 \cdot 10^{-5} \\ 2.5 \cdot 10^3 & 0.222 & 8.18 \cdot 10^{-5} \end{pmatrix}$$

T := 250, 500.. 2500

AIRE_T := AIRE⁽⁰⁾

AIRE_k := AIRE⁽¹⁾

AIRE_μ := AIRE⁽²⁾

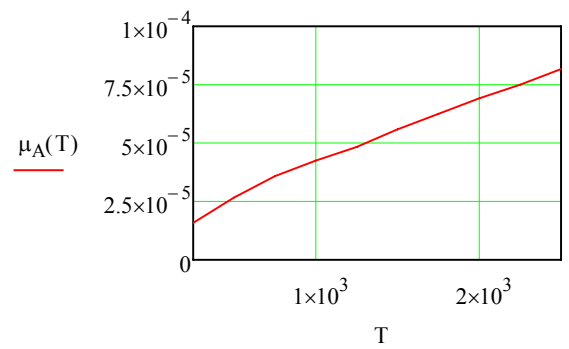
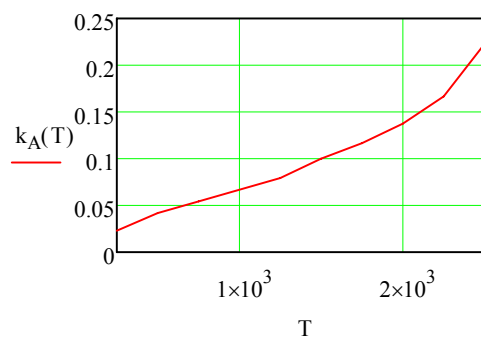


```
splik := cspline(AIRET, AIREk)
```

```
spliμ := cspline(AIRET, AIREμ)
```

```
kA(T) := interp(splik, AIRET, AIREk, T)
```

```
μA(T) := interp(spliμ, AIRET, AIREμ, T)
```





3. CÁLCULO DEL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO

(unidades: si no se especifica lo contrario son las del sistema internacional (SI))

- ➔ Reference:d:\Documents and Settings\jovillae\Mis documentos\SAVE\Jorge Villaescusa Nistal\Cat351
- ➔ Reference:d:\Documents and Settings\jovillae\Mis documentos\SAVE\Jorge Villaescusa Nistal\

$P_0 := 95200$ $T_0 := 298$ $R_{gA} := 287.145$ $T := 4$ presión de admisión, temperatura de admisión, Rg del aire y nº de tiempos del motor

$\pi_c := 1.8$ $\eta_c := 0.8$ $p_a := 95200$ $T_a := 298$

$\gamma_a := 1.396$ $cpA := 1.013 \cdot 10^{-3}$

$T_{ad} := T_a \cdot \left(1 + \frac{\pi_c^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1}{\eta_c} \right)$ $T_{ad} = 365.587$ Temperatura a la salida del compresor (temperatura de admisión)

$p_{ad} := p_a \cdot \pi_c$ $p_{ad} = 1.714 \times 10^5$ Presión a la salida del compresor (presión de admisión)

$q_s := 4.313 \cdot 10^{-3}$ $Q := 0.052$ $F_e := 0.069$ $F_R := 0.8$ $F := F_R \cdot F_e$ $F = 0.055$

Cilindrada unitaria, total y Dosados

-700 RPM

$P_e := 389.341$ $C_e := 238 \frac{10^{-3}}{3600}$ $n_s := 700$ $\omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$



$$\eta_v := \frac{P_e \cdot C_e}{F \cdot Q \left(\frac{\omega}{\pi \cdot T} \right) \frac{P_{ad}}{T_{ad} \cdot R_{gA}}}$$

$$\eta_v = 0.942$$

$$m_a := \frac{(P_{ad} \cdot q \cdot \eta_v)}{R_{gA} \cdot T_{ad}}$$

$$m_a = 6.63 \times 10^{-3}$$

-850 RPM

$$P_e := 478.34$$

$$C_e := 233 \frac{10^{-3}}{3600}$$

$$n := 850$$

$$\omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$

$$\eta_v := \frac{P_e \cdot C_e}{F \cdot Q \left(\frac{\omega}{\pi \cdot T} \right) \frac{P_{ad}}{T_{ad} \cdot R_{gA}}}$$

$$\eta_v = 0.933$$

$$m_a := \frac{(P_{ad} \cdot q \cdot \eta_v)}{R_{gA} \cdot T_{ad}}$$

$$m_a = 6.567 \times 10^{-3}$$

-1000 RPM

$$P_e := 567.41$$

$$C_e := 220 \frac{10^{-3}}{3600}$$

$$n := 1000$$

$$\omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$

$$\eta_v := \frac{P_e \cdot C_e}{F \cdot Q \left(\frac{\omega}{\pi \cdot T} \right) \frac{P_{ad}}{T_{ad} \cdot R_{gA}}}$$

$$\eta_v = 0.888$$



$$\dot{m}_a := \frac{(p_{ad} \cdot q \cdot \eta_v)}{R_{gA} \cdot T_{ad}}$$

$$\dot{m}_a = 6.567 \times 10^{-3}$$

-1150 RPM

$$P_e := 655.577$$

$$C_e := 208 \frac{10^{-3}}{3600}$$

$$n := 1150$$

$$\omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$

$$\eta_v := \frac{P_e \cdot C_e}{F \cdot Q \left(\frac{\omega}{\pi \cdot T} \right) \frac{p_{ad}}{T_{ad} \cdot R_{gA}}}$$

$$\eta_v = 0.844$$

$$\dot{m}_a := \frac{(p_{ad} \cdot q \cdot \eta_v)}{R_{gA} \cdot T_{ad}}$$

$$\dot{m}_a = 5.939 \times 10^{-3}$$

-1300 RPM

$$P_e := 745.892$$

$$C_e := 210 \frac{10^{-3}}{3600}$$

$$n := 1300$$

$$\omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$

$$\eta_v := \frac{P_e \cdot C_e}{F \cdot Q \left(\frac{\omega}{\pi \cdot T} \right) \frac{p_{ad}}{T_{ad} \cdot R_{gA}}}$$

$$\eta_v = 0.857$$

$$\dot{m}_a := \frac{(p_{ad} \cdot q \cdot \eta_v)}{R_{gA} \cdot T_{ad}}$$

$$\dot{m}_a = 6.035 \times 10^{-3}$$



4.TURBOCOMPRESOR

(unidades: si no se especifica lo contrario son las del sistema internacional (SI))

- ➔ Reference:d:\Documents and Settings\jovillae\Mis documentos\SAVE\Jorge Villaescusa Nistal\Cat351
- ➔ Reference:d:\Documents and Settings\jovillae\Mis documentos\SAVE\Jorge Villaescusa Nistal\

-DATOS COMPRESOR:

$P_0 := 95200$ $T_0 := 298$ $R_{gA} := 287.145$ $T := 4$ presión de admisión, temperatura de admisión, Rg del aire y nº de tiempos del motor

$\pi_c := 1.8$ $\eta_c := 0.8$ $p_a := 95200$ $T_a := 298$

$\gamma_a := 1.396$ $cp_A := 1.013 \cdot 10^{-3}$

$T_{ad} := T_a \cdot \left(1 + \frac{\pi_c^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1}{\eta_c} \right)$ $T_{ad} = 365.587$ Temperatura a la salida del compresor (temperatura de admisión)

$p_{ad} := p_a \cdot \pi_c$ $p_{ad} = 1.714 \times 10^5$ Presión a la salida del compresor (presión de admisión)

$p_e = 1.733 \times 10^5$

$\dot{m}_a := 1300$

$\dot{Q}_a := 4.313 \cdot 10^{-3}$ $Q := 0.052$ $F_e := 0.069$ $F_R := 0.8$ $F := F_R \cdot F_e$ $F = 0.055$ Cilindrada unitaria, total y Dosados

$\eta_{ve} := \frac{m_{aire} \cdot n}{30 \cdot T} \cdot \frac{R_{gA} \cdot T_0}{p_a \cdot Q}$ $\eta_{ve} = 1.748$

-MOTOR Y COLECTOR DE ESCAPE

$p_e = 1.733 \times 10^5$ $T_e := 990$ $cp_e := cp_q(T_e, Equil)$



$$n_{aa} := 1300$$

$$m_{aire} = 9.335 \times 10^{-3}$$

$$Q_r := \frac{Q_{ref} \cdot n_{cil} \cdot n}{T \cdot 30}$$

$$Q_r = 1.183 \times 10^6$$

$$m_a := m_{aire} \cdot (1 - f) \cdot \frac{n \cdot n_{cil}}{T \cdot 30}$$

$$m_a = 1.173$$

$$m_c := F \cdot m_a$$

$$m_c = 0.065$$

$$m_p := m_a \cdot m_c$$

$$m_p = 0.076$$

-TURBINA

$$\gamma_e := \frac{c_{p,q}(T_{r, Equil})}{c_{v,q}(T_{r, Equil})}$$

$$\gamma_e = 1.355$$

$$\eta_t := 0.9$$

$$\pi_t := 1.4$$

$$W_t := 19000$$

$$P_4 := P_0$$

$$T_4 := 850$$

$$v := 0.8$$

-EQUILIBRIO GRUPO TURBOCOMPRESOR

$$\eta_{mtc} := 0.9$$

Given

-ECUACIONES

-COMPRESOR

$$P_1 := p_{ad}$$

$$P_1 = 1.714 \times 10^5$$

$$T_1 := T_{ad}$$

$$T_1 = 365.587$$

$$n = 1.3 \times 10^3$$



$$\eta_c := \frac{\pi_c \frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} - 1}{\frac{T_1}{T_0} - 1} \quad \eta_c = 0.8$$

$$W_c := m_a \frac{c_p A \cdot T_0}{\eta_c} \left(\pi_c \frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} - 1 \right) \quad \dot{m}_a := Q \frac{n}{T \cdot 30} \frac{P_1}{R_{gA} \cdot T_1} \cdot \eta_{ve}$$

-MOTOR Y COLECTOR DE ESCAPE

$$T_e := T_1 + \frac{F \cdot L_i}{c_{pe} \cdot (1 + F)} \left[(1 - \eta_c) - (1 - \eta_{comb}) - \frac{Q_r}{L_i \cdot m_c} \right]$$

$$P_e := 0.9 \cdot P_1 \quad \dot{m}_p := m_a + m_c$$

-TURBINA

$$P_4 := P_0 \quad \pi_t := \frac{P_e}{P_4} \quad \eta := \frac{1 - \frac{T_4}{T_e}}{\frac{1 - \gamma_e}{\gamma_e}}$$

$$W_t := \dot{m}_p \cdot V \cdot c_{pe} \cdot T_e \cdot \eta_t \cdot \left(1 - \pi_t \frac{1 - \gamma_e}{\gamma_e} \right)$$

-EQUILIBRIO GRUPO TURBOCOMPRESOR

$$W_c := W_t \cdot \eta_{mtc}$$



-SOLUCIÓN DEL SISTEMA DE ECUACIONES

Find($P_1, T_1, P_4, T_4, P_e, T_e, m_a, m_c, m_p, W_c, W_t, V, \pi_t$) =

	0
0	$1.714 \cdot 10^5$
1	365.587
2	$9.52 \cdot 10^4$
3	850
4	$1.542 \cdot 10^5$
5	942.972
6	1.607
7	0.065
8	1.672
9	$1.384 \cdot 10^5$
10	$1.538 \cdot 10^5$
11	0.8
12	1.62



5.DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR

(unidades: si no se especifica lo contrario son las del sistema internacional (SI))

-DATOS :

$$T_{ei} := 365.587$$

Temperatura de entrada al intercambiador y temperatura de salida de la turbina

$$T_{st} := 298$$

Fluido 1

$$T_{f1} := 365.587$$

$$\rho_{f1} := 1.578$$

$$\mu_{f1} := 212 \cdot 10^{-7}$$

$$m_{f1} := 0.83$$

$$k_{f1} := 0.033$$

$$c_{pf1} := 1084$$

$$Pr_{f1} := 0.712$$

Fluido 2

$$T_{f2} := 298$$

$$\rho_{f2} := 1.22$$

$$\mu_{f2} := 181.4 \cdot 10^{-7}$$

$$m_{f2} := 0.83$$

$$k_{f2} := 0.028$$

$$c_{pf2} := 1045$$

$$Pr_{f2} := 0.711$$

-GEOMETRÍA DEL INTERCAMBIADOR :

$$H_{\alpha\alpha} := 10$$

$$W_{\alpha\alpha} := 5$$

$$L_{\alpha\alpha} := 15$$

Altura, Anchura, Longitud

$$w := 0.45 \cdot 10^{-3}$$

$$s_{\alpha\alpha} := 3 \cdot 10^{-3}$$

$$h := 10 \cdot 10^{-3}$$

Dimensiones de los canales

$$b := 9 \cdot 10^{-3}$$

$$a := 1.5 \cdot 10^{-3}$$

$$X := 9 \cdot 10^{-3}$$



Diametro hidráulico

$$D_h := \frac{4 \cdot h \cdot s}{2 \cdot (h + s)}$$

$$D_h = 4.615 \times 10^{-3}$$

Area de paso del flujo

$$S_1 := \frac{L \cdot h \cdot s}{w + s} \cdot \frac{H}{2 \cdot b}$$

$$S_1 = 72.464$$

$$v_1 := \frac{3700}{3600 \cdot S_1}$$

$$v_1 = 0.014$$

$$S_2 := \frac{W \cdot h \cdot s}{w + s} \cdot \frac{H}{2 \cdot b}$$

$$S_2 = 24.155$$

Superficie de intercambio de calor

$$A_1 := \frac{2 \cdot W \cdot (h + s) \cdot L}{w + s} \cdot \frac{H}{2 \cdot b}$$

$$A_1 = 3.14 \times 10^5$$

$$A_2 := A_1$$

Superficie de las aletas

$$A_{a1} := \frac{h}{(h + s)} \cdot A_1$$

$$A_{a1} = 2.415 \times 10^5$$

$$A_{a2} := A_{a1}$$

Area total de las placas

$$A_{tp} := \frac{2 \cdot L \cdot W \cdot H}{2 \cdot b}$$

$$A_{tp} = 8.333 \times 10^4$$

Relación de áreas de paso de flujos

$$\sigma_{f1} := \frac{S_1}{W \cdot H}$$

$$\sigma_{f1} = 1.449$$



$$\sigma_2 := \frac{S_2}{W \cdot H}$$

$$\sigma_2 = 0.483$$

-CÁLCULO DE PARAMETROS DE TRANSFERENCIA DE CALOR:-

Flujo 1

$$v_{f1} := \frac{m_{f1}}{\rho_{f1} \cdot S_1}$$

$$v_{f1} = 7.259 \times 10^{-3}$$

$$Re_{f1} := \frac{\rho_{f1} \cdot v_{f1} \cdot D_h}{\mu_{f1}}$$

$$Re_{f1} = 2.494$$

$$Nu_{f1} := \begin{cases} 4.9 & \text{if } Re_{f1} < 1000 \\ \left(0.023 \cdot Re_{f1}^{0.8} \cdot Pr_{f1}^{0.3}\right) & \text{if } Re_{f1} \geq 1000 \end{cases}$$

$$Nu_{f1} = 4.9$$

$$\frac{X}{D_h} = 1.95$$

Para valores de X/D_h entre 0,7 y 2,7

$$j_1 := \begin{cases} \left[0.48 \left(\frac{X}{D_h}\right)^{-0.16} \left(\frac{h}{s}\right)^{0.18} \cdot Re_{f1}^{-0.54}\right] & \text{if } Re_{f1} < 1000 \\ \left[0.24 \left(\frac{X}{D_h}\right)^{-0.32} \left(\frac{h}{D_h}\right)^{0.09} Re_{f1}^{-0.37}\right] & \text{if } Re_{f1} \geq 1000 \end{cases}$$

$$j_1 = 0.327$$

$$f_1 := \begin{cases} \left[7.66 \left(\frac{X}{D_h}\right)^{-0.38} \left(\frac{h}{s}\right)^{0.09} \cdot Re_{f1}^{-0.71}\right] & \text{if } Re_{f1} < 1000 \\ \left[1.14 \left(\frac{X}{D_h}\right)^{-0.78} \left(\frac{h}{D_h}\right)^{0.53} Re_{f1}^{-0.20}\right] & \text{if } Re_{f1} \geq 1000 \end{cases}$$

$$f_1 = 3.462$$



$$h_{f1} := \frac{Nu_{f1} \cdot k_{f1}}{D_h} \quad h_{f1} = 35.035$$

Flujo 2

$$v_{f2} := \frac{m_{f2}}{\rho_{f2} \cdot S_2} \quad v_{f2} = 0.028$$

$$Re_{f2} := \frac{\rho_{f2} \cdot v_{f2} \cdot D_h}{\mu_{f2}} \quad Re_{f2} = 8.743$$

$$Nu_{f2} := \begin{cases} 4.9 & \text{if } Re_{f2} < 1000 \\ \left(0.023 \cdot Re_{f2}^{0.8} \cdot Pr_{f2}^{0.3} \right) & \text{if } Re_{f2} \geq 1000 \end{cases}$$

$$\frac{X}{D_h} = 1.95$$

Para valores de X/D_h

$$j_2 := \begin{cases} \left[0.48 \cdot \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.16} \cdot \left(\frac{h}{s} \right)^{0.18} \cdot Re_{f2}^{-0.54} \right] & \text{if } Re_{f2} < 1000 \\ \left[0.24 \cdot \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.32} \cdot \left(\frac{h}{D_h} \right)^{0.09} \cdot Re_{f2}^{-0.37} \right] & \text{if } Re_{f2} \geq 1000 \end{cases} \quad j_2 = 0.166$$

$$f_2 := \begin{cases} \left[7.66 \cdot \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.38} \cdot \left(\frac{h}{s} \right)^{0.09} \cdot Re_{f2}^{-0.71} \right] & \text{if } Re_{f2} < 1000 \\ \left[1.14 \cdot \left(\frac{X}{D_h} \right)^{-0.78} \cdot \left(\frac{h}{D_h} \right)^{0.53} \cdot Re_{f2}^{-0.20} \right] & \text{if } Re_{f2} \geq 1000 \end{cases} \quad f_2 = 1.421$$



$$h_{f2} := \frac{Nu_{f2} \cdot k_{f2}}{D_h} \quad h_{f2} = 29.727$$

RENDIMIENTO DE LA ALETA Y ÀREA EFECTIVA

$$k_f := 237 \quad \text{Aleta de aluminio}$$

$$k_p := k_f$$

Flujo 1

$$\eta_{f1} := \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_{f1}}{k_f \cdot w}} \frac{h}{2}\right)}{\left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_{f1}}{k_f \cdot w}} \frac{h}{2}\right)} \quad \eta_{f1} = 0.995$$

$$A'_1 := A_1 - A_{a1}(1 - \eta_{f1}) \quad A'_1 = 3.127 \times 10^5$$

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN FUNCIÓN DEL AREA DE LAS PLACAS

$$h_{p1} := \frac{h_{f1} \cdot A'_1}{A_{tp}} \quad h_{p1} = 131.464$$

Flujo 2

$$\eta_{f2} := \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_{f2}}{k_f \cdot w}} \frac{h}{2}\right)}{\left(\sqrt{\frac{2 \cdot h_{f2}}{k_f \cdot w}} \frac{h}{2}\right)} \quad \eta_{f2} = 0.995$$

$$A'_2 := A_2 - A_{a2}(1 - \eta_{f2}) \quad A'_2 = 3.129 \times 10^5$$



COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN FUNCIÓN DEL AREA DE LAS PLACAS

$$h_{p2} := \frac{h_{f2} \cdot A'2}{A_{tp}} \quad h_{p2} = 111.615$$

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

$$U_p := \frac{1}{\frac{1}{h_{p1}} + \frac{a}{k_p} + \frac{1}{h_{p2}}} \quad U_p = 60.342$$

$$U_p \cdot A_{tp} = 5.028 \times 10^6$$

CÁLCULO DE ACTUACIÓN TÉRMICA

$$m_{f1} \cdot c_{pf1} = 899.72$$

$$m_{f2} \cdot c_{pf2} = 867.35$$

$$NTU := \frac{U_p \cdot A_{tp}}{m_{f1} \cdot c_{pf1}} \quad NTU = 5.589 \times 10^3$$

$$C_r := \frac{m_{f1} \cdot c_{pf1}}{m_{f2} \cdot c_{pf2}} \quad C_r = 1.037$$

$$\varepsilon := 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right) \cdot (NTU^{0.22}) \left[\exp\left[-C_r \cdot (NTU^{0.78})\right] - 1\right]\right] \quad \varepsilon = 0.998$$



$$T_{ec} := T_{ei} - \varepsilon \cdot (T_{ei} - T_{st})$$

$$T_{ec} = 298.109$$

$$T_{ec0} := T_{st} + C_r \cdot (T_{ei} - T_{ec})$$

$$T_{ec0} = 367.997$$

CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE PRESIÓN

$$m'_{f1} := \rho_{f1} \cdot v_{f1}$$

$$m'_{f2} := \rho_{f2} \cdot v_{f2}$$

FLUJO 1

$$\Delta p_{f1} := 4 \cdot f_1 \cdot \frac{W}{D_h} \cdot \frac{m'_{f1}{}^2}{2 \cdot \rho_{f1}}$$

$$\Delta p_{f1} = 0.624$$

FLUJO 2

$$\Delta p_{f2} := 4 \cdot f_2 \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{m'_{f2}{}^2}{2 \cdot \rho_{f2}}$$

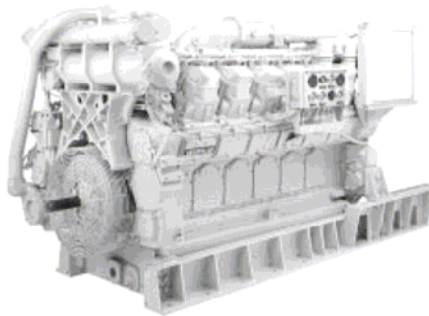
$$\Delta p_{f2} = 8.937$$



10.2. ANEXO II : DOCUMENTACIÓN DEL MOTOR

CATERPILLAR®

Conjunto de Motor de Locomotora **3512**
746-783 kW
1000-1050 bhp



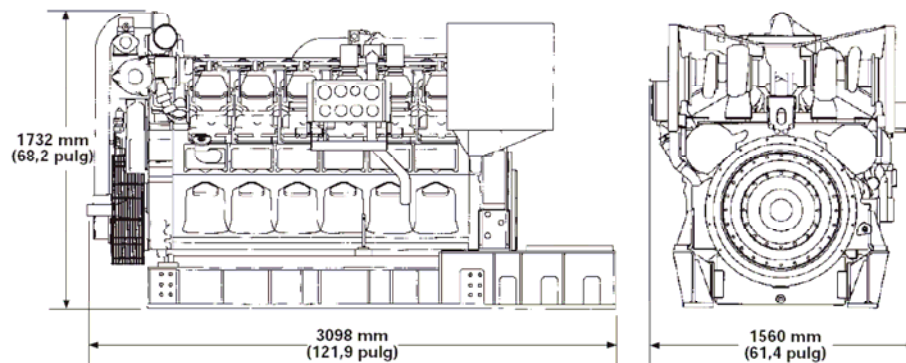
ESPECIFICACIONES DEL MOTOR CATERPILLAR®

Motor diesel de 12 cilindros y 4 tiempos
Calibre — mm (pulg)170 (6,7)
Carrera — mm (pulg)190 (7,5)
Cilindrada — litros (pulg³)51,8 (3158)
AspiraciónTurboalimentado — Posenfriado
Capacidad de líquidos — litros (galones EE.UU.)
Sistema de enfriamiento (motor solamente) ..148 (39)
Sistema de aceite de lubricación (relleno) ...307 (81)
Peso, neto seco (aproximado) — kg (lb)
Conjunto completo6.560 (14.460)

CONJUNTO PREPARADO PARA:

- Locomotora General Electric U10B
- Repotenciación de motor D398 Caterpillar
- Para usar con el Generador GE GT601
- Los conjuntos de rieles de la base proporcionan un montaje elástico que ayuda a aislar el ruido y las vibraciones de la locomotora

DIMENSIONES





CONJUNTO DE MOTOR PARA LOCOMOTORA 3512

EQUIPO ESTÁNDAR

Sistema de admisión de aire

Núcleo del posenfriador recubierto de material resistente a la corrosión (lado del aire)
Filtros de aire con indicadores de servicio
Dos turbocompresores montados en la parte trasera

Sistema de control

Regulador 3161, en el lado derecho, control de la relación de aire a combustible, control mecánico de la velocidad, sin control del par motor
Los solenoides de entrada del acelerador de la locomotora convierten las señales del control de retención a posición del acelerador
Accionador neumático del eje de entrada del acelerador del regulador

Sistema de enfriamiento

Conexiones de agua
entrada, sencilla, de tipo manguera
salida, sencilla, de tipo manguera
Bomba del agua de las camisas, centrífuga propulsada por engranajes
Termostatos y caja, completamente abiertos a 92 °C (198 °F)

Sistema de escape

Múltiple de escape — seco, hermético a gases, con brida de 203 mm (8 pulg) de diámetro, de salida única
Brida soldada para tubo de 203 mm (8 pulg) de diámetro (se envía suelta)

Volante y caja de volante

Volante, SAE No. 00, 183 dientes, con adaptador de impulsión del generador
Caja del volante, SAE No. 00
Rotación estándar SAE

Sistema de combustible

Tuberías de combustible flexibles (se envían sueltas). Conexiones de manguera a los puntos de conexión del suministro del motor y de retorno
Filtro de combustible, en el lado izquierdo, con indicador de servicio
Bomba de transferencia de combustible
Inyectores unitarios mecánicos
Bomba de cebado — manual, en el lado izquierdo
Grupo de separador de agua y combustible (se envía suelta). Unidad doble de servicio pesado, cada una con una caja colectora transparente y elemento de filtro reemplazable

Instrumentos

Tablero de instrumentos, lado izquierdo
Medidor de servicio eléctrico
Manómetro del aceite del motor
Manómetro del combustible
Termómetro del agua de las camisas
Manómetro diferencial del filtro de aceite
Tacómetro

Sistema de lubricación

Respiradero del cárter, montado en la parte superior con salida de 51 mm (2 pulg) de diámetro con tubo de desecho
Varilla indicadora de nivel en el lado izquierdo
Enfriador de aceite
Abertura de llenado de aceite, en el lado izquierdo
Filtro de aceite, en el lado izquierdo
Colector de aceite poco profundo, con dos orificios de drenaje NPT
Bomba de aceite de tipo de engranajes

Sistema de montaje

Conjuntos de rieles de base con vigas de sección profunda para un montaje de goma elástica en la locomotora

Toma de fuerza

Eje corto delantero, propulsado por el cigüeñal

Sistema de protección

Apagado manual, en el lado izquierdo
Protección con corte de seguridad (sistema de 64 voltios CC)
Corte de la entrada de aire, parada de emergencia por medio de solenoide que se energiza para cortar la entrada de aire (suministrado por el usuario) en caso de exceso de velocidad
Corte de combustible, parada de emergencia por medio de solenoide que se energiza para funcionar (suministrado por el usuario) en caso de bajo nivel de refrigerante
baja presión de aceite (a baja y alta velocidad) exceso de velocidad
avería del detector magnético o del interruptor de velocidad
Caja de empalmes para los sistemas de arranque de la locomotora, apagado y apagado de emergencia (se envía suelta)
Protección contra exceso de giro característica de acabado de giro
Sistema de alarma de seguridad alta temperatura de refrigerante

Cables eléctricos

Caja de empalmes de interfase usuario/locomotora — montada en el motor
Conductos flexibles, herméticos a prueba de agua, con cables de servicio pesado de calidad de locomotora

General

Cáncamos de levantamiento, solamente en el motor
Pintura, amarillo Caterpillar
Amortiguador de vibraciones y protector

Equipo especial de locomotora

Culata para tiempo prolongado en vacío



CONJUNTO DE MOTOR PARA LOCOMOTORA 3512



EQUIPO OPTATIVO

Sistema de admisión de aire y de escape

Filtros de aire
de servicio pesado y de montaje remoto
Conexiones y múltiples de escape
Termopares para las lumbreras de escape
Termopares y pirómetro de escape — incluye
termopares instalados por cada lumbrera de
escape, con cables, interruptor selector y
pirómetros que se envían sueltos
Conexión de escape flexible (se envía suelta) para
conectar la tubería/silenciador — de 203 mm
(8 pulg) de diámetro

Sistema de enfriamiento

Grupo de conexión (se envía suelto). Conexiones
de manguera curvada flexible para la entrada
de la bomba de agua y la salida de la caja del
regulador

Grupo de conexión (se envía suelto). Conexión de
unión mecánica para la entrada de la bomba de
agua y la salida de la caja del regulador

Conexiones, de tipo de brida con otra brida para
la entrada de la bomba de agua y la salida de
la caja del regulador

Interruptor de bajo nivel de agua (se envía suelto)

Instrumentos

Tacómetro para montar en la cabina

Sistema de lubricación

Abertura de llenado de aceite en el lado derecho
Válvula de muestreo de aceite

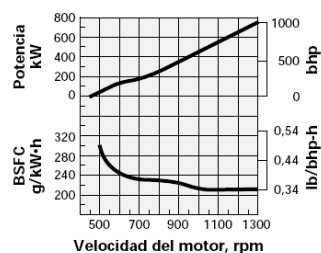
Sistema de arranque

Grupo auxiliar de arranque con éter — sistema
de 64 voltios CC, montado elásticamente sobre
el motor (cables instalados por el usuario)

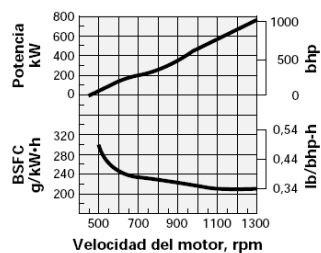


CONJUNTO DE MOTOR PARA LOCOMOTORA 3512

GRÁFICAS Y DATOS DE RENDIMIENTO

**MLínea principal
(continua)**

Clasificación de kW (bhp)	746 (1000)
rpm a carga máxima	1300
rpm a baja en vacío	450
Gama de operación (rpm)	850
Capacidad de altitud — m (pies)	1980 (6500)

**Línea en derivación
(intermitente)**

Clasificación de kW (bhp)	783 (1050)
rpm a carga máxima	1300
rpm a baja en vacío	450
Gama de operación (rpm)	850
Capacidad de altitud — m (pies)	2500 (8200)

DEFINICIONES Y CONDICIONES DE LAS CLASIFICACIONES

Intermitente es la potencia y la velocidad del motor que se pueden utilizar durante una hora aproximadamente, seguida de una hora de funcionamiento a los niveles de clasificación continua o inferiores.

Continua es la potencia y la velocidad del motor que se pueden utilizar sin interrupción ni ciclos de carga.

Hay otras potencias disponibles para necesidades especiales del usuario.

La clasificación de rendimiento obtenida y corregida de acuerdo con la norma ISO 3046/1, en condiciones estándar de presión atmosférica de 100 kPa (29,61 pulgadas de Hg), 30% de humedad relativa y 25 °C (77 °F) de temperatura en el posenfriador. El mismo rendimiento se obtiene con las condiciones de referencia estándar de las normas SAE J1349, BS5514/1 y DIN 6271/1.

El consumo de combustible se basa en el uso de un combustible con densidad de 35 grados API a 15 °C (60 °F), con un valor calorífico mínimo de 42.780 kJ/kg (18.390 Btu/lb) usado a una temperatura de 29 °C (85 °F) cuando la densidad es de 839,9 g/litro (7,001 lb/galón EE.UU.)

Motor equipado con combustible, aceite lubricante y bombas del agua de las camisas.

En esta publicación se usan las unidades del Sistema Internacional (SI).
LSHH8100

Impreso en EE.UU.

Materiales y especificaciones sujetos a cambio sin previo aviso.
© 1998 Caterpillar Inc.
Reservados todos los derechos.



11. BIBLIOGRAFÍA

- Apuntes proyecto fin de carrera, motores alternativos de combustión interna. Autor: Pedro Acisclo Rodríguez Aumente.
- Apuntes Motores Térmicos 5º curso de ingeniería Industrial. Autor : Antonio Lecuona Newman.
- Apuntes Ingeniería Térmica II 3º de Ingeniería Técnica Industrial Mecánica. Autor: Departamento de Ingeniería Térmica.
- Internal Combustion Engines Fundamentals. Autor: J.B. Heywood. Editorial McGraw Hill.
- RENFE Formación Material Rodante TOMO I. Autor: Departamento de Formación de RENFE Material rodante.
- The internal-combustion engine in theory and practice. Autor: Taylor, Charles Fayette.

PÁGINAS WEB VISITADAS:

- <http://www.cat.com/>
- <http://www.man.com/>
- <http://mecanicavirtual.iespana.es/>
- www1.ceit.es
- buy.ecplaza.net/search/1s1nf20sell/turbo_charger_vtr.html
- <http://www.monografias.com/>
- [www.sapiensman.com/ESDictionary/D/Technical v...\)](http://www.sapiensman.com/ESDictionary/D/Technical_v...)
- http://paginespersonals.upcnet.es/~opv/ciclos_reales/ciclos_reales_3.htm#
- http://paginespersonals.upcnet.es/~opv/ciclos_reales/ciclos_reales_3.htm#